



دانشگاه شاهرود
دانشکده مهندسی مکانیک
گروه تبدیل انرژی

بررسی سیستمهای مختلف سرمایش خورشیدی قابل کاربرد برای ساختمان ها به منظور
مقایسه و انتخاب سیستم بهینه برای شرایط آب و هوایی مشخص

سید وحید حسینی مدرس

استاد راهنما
دکتر مجید هاشمیان

شهریور ۹۴

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده : مهندسی مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

بررسی سیستم‌های مختلف سرمایه‌ش خورشیدی قابل کاربرد برای ساختمان‌ها به منظور
مقایسه و انتخاب سیستم بهینه برای شرایط آب و هوایی مشخص

دانشجو : سید وحید حسینی مدرس

استاد/ اساتید راهنما :

دکتر مجید هاشمیان

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

شهریور ۹۴

شماره: ۱۴۷، ۹۴، ۹۴
تاریخ: ۱۳، ۷، ۹۴
ویرایش:

باسمه تعالی



فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای سید وحید حسینی مدرس به شماره دانشجویی ۹۱۰۲۳۷۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی سیستمهای مختلف سرمایه‌ش خورشیدی قابل کاربرد برای ساختمان ها به منظور مقایسه و انتخاب سیستم بهینه برای شرایط آب و هوایی مشخص که در تاریخ ۹۴/۰۶/۳۰ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> مردود	<input type="checkbox"/> دفاع مجدد	<input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه: <u>خوب</u> امتیاز: <u>۱۷/۹۹</u>)
--------------------------------	------------------------------------	--

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۱۹ - ۲۰)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر مجید هاشمیان	استادیار	
۲- استاد مشاور	—	—	—
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	آقای مهندس مددی	مربی	
۴- استاد ممتحن	دکتر محمود چهارطاقی	استادیار	
۵- استاد ممتحن	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد	

رئیس دانشکده: امضاء



تشکر و قدردانی

به مصداق «من لم یشکر المخلوق لم یشکر الخالق» بسی شایسته است از استاد فرهیخته و فرزانه جناب آقای دکتر هاشمیان که با کرامتی چون خورشید، سرزمین دل را روشنی بخشیدند و گلشن سرای علم و دانش را با راهنمایی های کار ساز و سازنده بارور ساختند؛ تقدیر و تشکر نمایم. (و یزکیهم و یعلمهم الكتاب و الحکمه).

همچنین از پدر و مادر عزیز، دلسوز و مهربانم که آرامش روحی و آسایش فکری فراهم نمودند تا با حمایت های همه جانبه در محیطی مطلوب، مراتب تحصیلی و نیز پایان نامه درسی را به نحو احسن به اتمام برسانم؛ سپاسگزاری نمایم.

تعهد نامه

اینجانب سید وحید حسینی مدرس دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه شاهرود نویسنده پایان نامه " بررسی سیستمهای مختلف سرمایه‌ش خورشیدی قابل کاربرد برای ساختمان ها به منظور مقایسه و انتخاب سیستم بهینه برای شرایط آب و هوایی " مشخص تحت راهنمایی آقای دکتر مجید هاشمیان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه شاهرود » و یا « Shahrood University » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده

در این پایان‌نامه با توجه به نیاز روز افزون استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، به بررسی و امکان‌سنجی نصب دو سیستم سرمایه‌گذاری خورشیدی جذبی و اجکتوری پرداخته شده است. در ابتدا سیستم‌های سرمایه‌گذاری خورشیدی مختلف از حیث اجزا و نحوه عملکرد بررسی شده‌اند. مبنای طراحی کلکتورهای خورشیدی به عنوان عنصر متمایز کننده سیستم‌های سرمایه‌گذاری خورشیدی نسبت به سایر سیستم‌های تبرید مورد تحلیل قرار گرفته و در ادامه به بررسی فنی دو نوع سیستم سرمایه‌گذاری خورشیدی جذبی و اجکتوری با استفاده از نرم‌افزار EES پرداخته شده و اثر هر یک از پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم‌های مذکور بررسی شده است. در انتها با بررسی هزینه‌های اولیه و جاری این دو نوع سیستم با استفاده از مراجع معتبر، تحلیل چرخه عمر برای مقایسه اقتصادی در طی زمان کارکرد ارائه گردیده است.

کلمات کلیدی: سرمایه‌گذاری خورشیدی، تبرید اجکتوری، تبرید جذبی، مبرد لیتیم بروماید، ضریب عملکرد، EES، تحلیل چرخه عمر

فهرست مطالب

۱	مقدمه.....	-۱
۴	۱-۱- بیان مساله	-۱-۱
۵	۲-۱- اهداف پروژه	-۲-۱
۶	۳-۱- مروری بر کارهای انجام شده	-۳-۱
۱۱	معرفی سیستمهای سرمایه‌های خورشیدی.....	-۲
۱۲	۱-۲- مقدمه	-۱-۲
۱۳	۲-۲- انواع کاربردهای انرژی خورشید	-۲-۲
۱۵	۳-۲- مزایای استفاده از انرژی خورشیدی	-۳-۲
۱۵	۴-۲- کاربرد انرژی خورشیدی در ساختمان	-۴-۲
۱۸	۵-۲- سیستم‌های سرمایه‌های خورشیدی	-۵-۲
۲۲	۱-۵-۲- سیکل‌های جذبی.....	-۱-۵-۲
۲۷	۱-۱-۵-۲- سیکل‌های جذبی پیوسته.....	-۱-۱-۵-۲
۲۸	۲-۱-۵-۲- سردکننده‌های نا پیوسته.....	-۲-۱-۵-۲
۲۹	۴-۱-۵-۲- سیکل جذب سطحی خورشیدی.....	-۴-۱-۵-۲
۳۱	۴-۱-۵-۲- انتخاب زوج مبرد و بستر جاذب.....	-۴-۱-۵-۲
۳۳	۵-۱-۵-۲- تئوری سیکل‌های جذبی.....	-۵-۱-۵-۲
۳۵	۲-۵-۲- دسیکانت.....	-۲-۵-۲
۳۷	۳-۵-۲- سرمایه‌های خورشیدی مکانیکی.....	-۳-۵-۲
۳۹	۴-۵-۲- سرمایه‌های اجکتوری.....	-۴-۵-۲
۴۱	۶-۲- تهویه مطبوع غیرفعال خورشید	-۶-۲
۴۱	۱-۶-۲- سیستم ذخیره‌سازی سرمای شب.....	-۱-۶-۲
۴۱	۲-۶-۲- سیستم تابش به آسمان.....	-۲-۶-۲
۴۲	۳-۶-۲- پمپ‌های گرمایی.....	-۳-۶-۲
۴۳	طراحی سیستم سرمایه‌های خورشیدی.....	-۳
۴۴	۱-۱-۳- مقدمه.....	-۱-۱-۳
۴۴	۲-۱-۳- معرفی روش $\bar{\phi}, f$ -chart	-۲-۱-۳
۴۷	۱-۱-۳- اعمال تلفات تانک ذخیره و مبدل حرارتی در محاسبه f.....	-۱-۱-۳
۴۹	۵-۱-۳- مفهوم آگرژی و راندمان آگرژی کلکتور	-۵-۱-۳
۴۹	۶-۱-۳- تحلیل حرارتی.....	-۶-۱-۳

۵۳تحلیل اپتیکی	۷-۱-۳
۵۳تحلیل اگزرژی	۸-۱-۳
۵۷شبیه‌سازی سیکل جذبی خورشیدی	۲-۳
۵۸مدل‌سازی سیکل جذبی خورشیدی	۱-۲-۳
۵۹روابط حاکم بر سیکل	۲-۲-۳
۶۵مدل‌سازی سیکل تبرید اجکتوری خورشیدی	۳-۳
۴- فصل چهارم نتایج شبیه‌سازی سیکل‌های سرمایه‌گذاری خورشیدی جذبی و		
۷۵اجکتوری	
۷۶طرح سیستم	۱-۴
۷۸محاسبه پتانسیل جذب انرژی تابشی در ایران	۱-۱-۴
۸۰بازده کلکتور خورشیدی	۲-۴
۸۰نتایج شبیه‌سازی سیکل	۳-۴
۸۶نتایج شبیه‌سازی سیکل اجکتوری	۴-۴
۸۹بررسی اقتصادی سیستم‌های سرمایه‌گذاری خورشیدی به روش هزینه چرخه عمر (LCC)	۵-۴
۸۹مقدمه	۱-۵-۴
۸۹فرآیند پیاده‌سازی	۲-۵-۴
۸۹تعریف اهداف، نیازها، محدودیتها	۱-۲-۵-۴
۹۰شناسایی و تعیین آلترناتیوها	۲-۲-۵-۴
۹۰تعریف پارامترها	۳-۲-۵-۴
۹۱شناسایی و تخمین کلیه هزینه‌ها	۴-۲-۵-۴
۹۴استفاده از نرخ تنزیل به منظور تبدیل کلیه هزینه‌های آتی به هزینه و قیمت فعلی تجهیز	۵-۲-۵-۴
۹۴محاسبه نهایی LCC و مقایسه گزینه‌ها بر مبنای آن	۶-۲-۵-۴
۵- فصل پنجم نتیجه‌گیری و پیشنهادها		
۹۷نتیجه‌گیری	۱-۵
۹۸پیشنهاد برای تحقیقات آینده	۲-۵
۱۰۰منابع	۶

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۲- سیکل تبرید جذبی تک مرحله‌ای ۱۲
- شکل ۲-۲- اجزای اصلی یک سیستم فتوولتائیک ۱۴
- شکل ۳-۲- شماتیک یک سیستم سرمایش جذبی ۲۰
- شکل ۴-۲- تشریح شماتیکی چیلر جذبی تک مرحله ای ۲۵
- شکل ۵-۲- شماتیک ساده یک سیستم سرمایش جذبی ۲۷
- شکل ۶-۲- سیکل جذبی پیوسته ۲۸
- شکل ۷-۲- سیکل جذبی ناپیوسته ۲۹
- شکل ۸-۲- سیکل دسیکانت یک مرحله‌ای ۳۶
- شکل ۹-۲- سیکل دسیکانت بازیاب ۳۶
- شکل ۱۰-۲- شماتیک سیستم سرمایش خورشیدی با استفاده از سیکل رانکین ۳۷
- شکل ۱۱-۲- سیکل رانکین ۳۸
- شکل ۱۲-۲- نمای از یک اجکتور و سیستم اجکتوری ۴۰
- شکل ۱-۳- شماتیک کلی فرایندهای خورشیدی قابل بررسی توسط روش $\bar{\phi}, f$ -chart ۴۴
- شکل ۲-۳- نمودار $\bar{\phi}, f$ -chart ۴۷
- شکل ۳-۳- چیلر جذبی خورشیدی ۵۸
- شکل ۴-۳- حجم کنترل برای فرآیند SSSF ۶۱
- شکل ۵-۳- طرح شماتیک سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی ۶۵
- شکل ۶-۳- سیکل تبرید اجکتوری ۶۷
- شکل ۷-۳- نمودار آنتروپی-آنتالپی اجکتور ۶۷
- شکل ۸-۳- نمودار تغییرات فشار و سرعت در اجکتور ۶۸
- شکل ۱-۱- محاسبه بار سرمایشی ساختمان ۷۷
- شکل ۲-۴- متوسط ماهیانه انرژی تابشی رسیده به شهرهای مختلف ایران ۷۸
- شکل ۳-۱- متوسط ماهیانه تعداد ساعات آفتابی در هر روز در شهرهای مختلف ایران ۷۹
- شکل ۴-۴- متوسط ماهیانه دما در شهرهای مختلف ایران ۷۹
- شکل ۵-۴- بازدهی کلکتور بر حسب اختلاف دمای متوسط آب و دمای محیط ۸۰
- شکل ۶-۴- تاثیر دمای آبگرم ورودی بر ضریب عملکرد ۸۲
- شکل ۷-۴- تاثیر دمای آبگرم ورودی بر بازده انرژی ۸۳
- شکل ۸-۴- تاثیر دمای آب ورودی از برج خنک کن بر ضریب عملکرد ۸۳
- شکل ۹-۴- تاثیر دمای آب سرد خروجی از اواپراتور بر ضریب عملکرد ۸۴
- شکل ۱۰-۴- تاثیر دمای آب ورودی از برج خنک کن بر بازده انرژی ۸۵

- شکل ۴-۱۱- تاثیر دمای محیط بر بازده انرژی ۸۵
- شکل ۴-۱۲- تغییرات ضریب عملکرد نسبت به افزایش دما ژنراتور ۸۷
- شکل ۴-۱۳- تغییرات ضریب عملکرد نسبت به افزایش دما کندانسور ۸۸
- شکل ۴-۱۴- تغییرات COP نسبت به افزایش دما اواپراتور ۸۸
- شکل ۴-۱۵- مقایسه هزینه تجمعی چیلر اجکتوری و جذبی ۹۵
- شکل ۴-۱۶- مقایسه ارزش خالص فعلی چیلر جذبی و اجکتوری ۹۶

١- مقدمه

امروزه موضوع انرژی یکی از موضوعات مهم و بحث برانگیز محافل اقتصادی است. افزایش جمعیت، اتلاف انرژی و آلودگی های ناشی از سوخت های فسیلی، عواملی هستند که هر روز محدودیت های آینده بشر و مخاطرات آن را گوشزد می کنند. با توجه به محدودیت های موجود، تنها استفاده از روش های درست مصرف، بهینه سازی وسایل مصرف انرژی و به کارگیری انرژی های نو می تواند بحران انرژی را مهار کند.

از زمان انقلاب صنعتی به نظرمی رسد بشر از روش های مصنوعی برای تامین شرایط آسایش در ساختمان استفاده می کند. این روش نه تنها گران است بلکه باعث تخریب محیط زیست می گردد. این است که دوباره توجه معماران و دست اندرکاران صنعت ساختمان به سمت بهره گیری هر چه بیشتر و بهتر از عوامل طبیعی برای گرمایش و سرمایش ساختمان معطوف گردیده است.

سابقه استفاده بشر از انرژی های نو بسیار طولانی است و تقریباً به هنگام پیدایش انسان بر می گردد. اما نگاه امروزها به این منابع انرژی، نگاه ابتدایی و ساده نیست بلکه می خواهیم نیاز امروز بشر متمدن و صاحب فناوری های بسیار گسترده و پیچیده را تامین کنیم. بنابراین می بایست انرژی خورشیدی را به انرژی های مورد نیاز تبدیل نمائیم و یا به اصلاح فناوری مصرف کنندگان بپردازیم به نحوی که بتوانند مستقیماً از انرژی خورشیدی بهره برداری کنند.

انرژی خورشیدی، انرژی است ارزان، فراوان، سالم و تمیز که سالیان متمادی بشر از آن استفاده کرده است اما پس از دستیابی به منابع سوخت فسیلی، تجربیات گذشته را رها کرده و روز به روز به استفاده از این منابع افزود. به طوری که پس از آن چنان مصرف لجام گسیخته و اتلاف این منابع، آینده تیره ای در پیش رو است که در آن منابع سوخت پایان یافته است. این دور نما سبب شده تا در گوشه و کنار جهان بار دیگر امکان استفاده از انرژی خورشیدی و بکارگیری آن در گرمایش و سرمایش منازل مسکونی مورد توجه قرار گیرد. با روی آوری و دست یابی به تکنولوژی های پیشرفته، بکارگیری و

استفاده از انرژی های پاک و سیستم های تجدیدپذیر در تامین انرژی مورد نیاز بشر در چند ساله اخیر رشد قابل ملاحظه ای داشته است. در این میان استفاده از انرژی خورشیدی، با توجه به سهولت در دسترسی و کاربرد در موقعیت مناسبی قرار دارد. خورشید بزرگترین منبع تأمین کننده انرژی کره زمین می باشد که انرژی صادره از آن بصورت های مختلف در جهت تأمین انرژی مورد نیاز اعم از سوخت های فسیلی و غیر فسیلی مورد استفاده قرار می گیرد.

انرژی تابشی خورشید در سیستم های برق خورشیدی (فتوولتائیک)، بطور مستقیم و بدون نیاز به فرآیندهای واسطه به انرژی الکتریکی تبدیل می شود. لذا سهولت در دسترسی به انرژی الکتریکی حاصل از برق خورشیدی کاربرد آنرا به مراتب بالاتر از حامل های انرژی های تجدیدپذیر قرار می دهد.

سرمایش خورشیدی به عنوان یکی از بهترین استفاده ها از انرژی خورشیدی مطرح است و برخلاف سایر کاربردها از انرژی خورشیدی از امنیت انرژی بالایی برخوردار است.

سرمایش ساختمان ها و تبرید از جمله مواردی است که برای تأمین آن ها انرژی الکتریکی زیادی به مصرف می رسد. به دلیل مسائل زیست محیطی و نیز افزایش هزینه های برق مصرفی، محققان به دنبال یافتن راه هایی برای جایگزین کردن انرژی الکتریکی با انرژی های تجدیدپذیرند. خورشید منبع تجدیدپذیری است می توان از انرژی پایان ناپذیر آن برای این منظور استفاده کرد.

در این پایان نامه سعی شده تا روش های استفاده از انرژی خورشیدی برای تامین سرمایه بررسی گردد. از آنجا که صنعت تهویه مطبوع یکی از صنایع با مصرف انرژی بالا می باشد استفاده از انرژی های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی به دلیل کاهش نیاز به منابع فسیلی و نیز کاهش تولید آلاینده های زیست محیطی، در این صنعت بسیار قابل توجه است.

۱-۱- بیان مساله

طبق آمارهای به ثبت رسیده طی ۳۰ سال گذشته نیاز انرژی جهان به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است. در سال ۱۹۶۰ مصرف انرژی جهان معادل 3.3 gtoe^1 بوده است [۱]. در سال ۱۹۹۰، این رقم به 8.8 gtoe بالغ گردید که دارای رشد متوسط سالانه $2/3$ درصد است و در مجموع، ۱۶۶ درصد افزایش نشان می‌دهد و در حال حاضر مصرف انرژی جهان 10 gtoe/Year است و پیش‌بینی می‌شود این رقم در سال‌های ۲۰۱۰ و ۲۰۲۰ به 14 gtoe/Year افزایش یابد [۱].

همچنین در ۱۰۰ سال اخیر، افزایش مصرف سوخت‌های فسیلی منجر به بالاتر رفتن غلظت اتمسفری دی‌اکسیدکربن تا ۳۰٪ شده تا آنجا که ۴۲٪ از انرژی مورد نیاز از سوخت‌های فسیلی (نفت و گاز و...) تأمین می‌شود و پیش‌بینی شده است تا سال ۲۰۱۰ میلادی، آسیا به بزرگترین مصرف‌کننده انرژی در دنیا تبدیل خواهد شد. این ارقام نشان می‌دهند که میزان مصرف انرژی جهان در قرن حاضر بالا می‌باشد و بالطبع این سوال مهم مطرح است که آیا منابع انرژی‌های فسیلی در قرن‌های آینده، جوابگوی نیاز انرژی جهان برای بقا، تکامل و توسعه خواهند بود یا خیر؟

این عوامل (بحران انرژی و پایان پذیری منابع فسیلی به همراه آلودگی ناشی از استفاده نادرست از این منابع) از جمله عوامل محرک بشر به منظور دستیابی بر سرچشمه‌های انرژی فناناپذیری چون خورشید، باد و سایر منابع انرژی می‌باشد که در عرض دهه گذشته اهمیت بیشتری یافته است. در کشور ما نیز ۴۰٪ سوخت مصرفی به بخش ساختمان اختصاص داده شده که در کنار هزینه‌های بالای آن برای مصرف‌کننده، با خطر رو به اتمام بودن منابع و آلودگی محیط زیست همراه است که این مهم استفاده از سرچشمه‌های تجدیدپذیر انرژی را واجب می‌سازد. از آنجا که استفاده از

¹ Giga(one billion) tonnes of equivalent oil

این انرژی های تجدیدپذیر منجر به تولید مقادیر بسیار ناچیزی و در برخی موارد، عدم تولید گازهای گلخانه‌ای میشود، لذا یکی از انرژی هایی که به زودی در دنیا رتبه اول مصرف را به خود اختصاص می‌دهد، انرژی خورشیدی است [۱].

سرمایش خورشیدی یک ایده بسیار جذاب است چرا که بار برودتی و دسترسی به تابش خورشیدی تقریباً با یکدیگر نسبتی مستقیم دارند و ترکیب سرمایش و گرمایش خورشیدی می‌تواند ضریب بهره‌گیری از کلکتور را نسبت به استفاده صرف گرمایی به مقدار زیادی بهبود بخشد. با توجه به این که سرمایش از گرمایش گرانتر است از این رو کاهش بار برودتی مورد نیاز از طریق دقت در طراحی ساختمان و عایق بندی هزینه کمتری را نسبت به اضافه کردن ظرفیت سیستم سرمایش به دنبال خواهد داشت.

فصل دوم به مروری بر انواع سیستم‌های سرمایش خورشیدی و ویژگی‌های هرکدام اختصاص یافته است. کلکتور یکی از مهمترین اجزای یک سیستم سرمایش خورشیدی است، لذا در فصل سوم مروری بر مشخصات و شرایط عملکردی کلکتور انجام خواهد شد. در این فصل نحوه طراحی این سیستم با روش ϕ -chart معرفی شده و روابط ترمودینامیکی و انرژی مربوط به آن بیان شده است. با توجه به بررسی‌های انجام شده و کاربردی بودن سیکل‌های جذبی و اجکتوری، در فصل چهارم این دو سیکل با استفاده از نرم افزار EES مدل گردیده و نتایج حاصله در ادامه فصل آورده شده است. نهایتاً فصل پنجم به نتیجه‌گیری و ارائه‌ی پیشنهادها اختصاص یافته است.

۱-۲- اهداف پروژه

به‌طور کلی اهداف زیر در این پایان‌نامه مدنظر است:

۱. بررسی انواع سیستم‌های سرمایش خورشیدی و نحوه کارکرد آنها

۲. طراحی کلکتور به عنوان مشخصه سیستم خورشیدی

۳. بررسی فنی و اقتصادی سیکل‌های سرمایش خورشیدی (تبرید جذبی و اجکتوری)

۱-۳- مروری بر کارهای انجام شده

ایده تولید سرما با سیستم های جذبی در طی سالهای ۱۸۵۹-۱۸۶۰ شکل گرفت. اولین دستگاه جذبی را یک مخترع فرانسوی به نام فردیناند کاره با استفاده از میل ترکیبی آب و آمونیاک اختراع نمود. دستگاه کاره به وسیله چندین دانشمند دیگر تکمیل گردید تا اینکه در سال ۱۹۳۹ اولین چیلر جذبی ساخته شد. تولید آن بصورت صنعتی در سال ۱۹۶۸ به وسیله شرکت آرکلا آغاز شد و بعدها گروه روبر آنرا ادامه دادند. هم اکنون چیلر جذبی را شرکت های مختلف داخلی و خارجی تولید مینمایند. سرمایش و گرمایش خورشیدی از سال ۱۹۷۷ در دستور کار آژانس بین المللی انرژی قرار گرفت. اولین بحران انرژی که باعث تأسیس آژانس شد، انگیزه لازم برای پیش بردن تحقیقات نظام مند درباره سیستم‌های سرمایش و گرمایشی خورشیدی را فراهم نمود [۱]. در حال حاضر از چیلرهای جذبی خورشیدی در کشورهای آسیایی مانند ژاپن، چین، هند و کشورهای اروپایی و امریکا استفاده می شود. از نمونه های آن در ژاپن، میتوان از بیمارستان تویاما در شمال این کشور نام برد که ظرفیت برودتی چیلر آن ۵۰ تن تبرید با سطح شبکه خورشیدی ۴۱۰ متر مربع است. نمونه دیگر، یک ساختمان تجاری در ساکرومنتو کالیفرنیا با سیستم تهویه مطبوع با ظرفیت تبرید ۲۰ تن برودتی مجهز به جمع کننده سهموی است [۲] از تحقیقاتی که در زمینه سرمایش جذبی آب آمونیاک- انجام گرفت می توان به درویش و همکاران [۳] اشاره نمود. در این تحقیق، چرخه سرمایش جذبی بازباب آب و آمونیاک با استفاده از نرم‌افزار شبیه سازی اسپن طراحی شد. مشخصه های کارکرد چرخه مانند ضریب عملکرد آن، سرمایش ایجاد شده به وسیله اوپراتور، گرمای مورد نیاز در ژنراتور، نسبت جرمی آب آمونیاک در محلول و غیره بررسی شد. کولونا و گابریلی [۴] شبیه سازی چرخه آب آمونیاک را برای چرخه ۱ اثره با

استفاده از انرژیهای بازیافتی در ژنراتور به عنوان انرژی ورودی، به کمک نرم افزار سایکل تمپو انجام دادند. کیم و مایکلسون [۵] سیستم های سرمایه گذاری جذب خورشیدی خنک شونده به وسیله هوا را از نظر هزینه و کارایی مورد بررسی قرار داده و متوجه شدند که سیستم آمونیاک نیترات نقره بهترین نتیجه را دارد. میتال و همکاران [۶] مدلسازی چرخه سرمایه گذاری لیتیوم برماید خورشیدی با استفاده از جذب کننده تخت برای روستای باهال در هندوستان انجام داده و اثر دمای آب گرم ورودی در ضریب عملکرد چرخه را بررسی نمودند. دزیدری و همکاران [۷] سرمایه گذاری خورشیدی از نوع لیتیوم برماید و آب را بصورت تجربی برای دو مطالعه موردی در کشور ایتالیا بررسی نمودند. در پایان انرژی مصرف شده در ماههای مختلف سال بدست آمد و سیستم از نظر اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت.

بن ازینه و همکاران [۸] مدلسازی ترمودینامیکی و تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک را برای سرمایه گذاری جذب آب- آمونیاک خورشیدی با دو ژنراتور انجام داده و اثر مشخصه های مختلف چرخه بر بازده چیلر را بررسی نمودند.

T.Mateus و همکاران [۹] به بررسی اقتصادی یک سیستم سرمایه گذاری جذب با قابلیت تبدیل به پمپ حرارتی به منظور گرمایش برای شهرهای مختلف اروپا پرداختند. آنها میزان کسر خورشیدی را برای مکان های مختلف بدست آوردند و برای شهر رم در ایتالیا به بیشترین میزان کسر خورشیدی با گرد آورنده های لوله خلا دست یافتند. در ادامه میزان بازگشت سرمایه برای سیستم های خورشیدی با ظرفیت کمتر از ۳۰ کیلووات را به صورت تقریبی ۱۴ سال محاسبه نمودند.

B.J. Haung و همکاران [۱۰] به آنالیز اقتصادی یک سیستم خورشیدی سرمایه گذاری و گرمایشی برای شهرهای مختلف تایوان پرداخته و در نهایت به دوره بازگشت سرمایه ۶ سال برای ظرفیت های سرمایه گذاری بالای ۳۵ کیلووات، نسبت به یک سیستم تراکمی با همان ظرفیت رسیدند.

در سال ۲۰۱۵ چانگ و همکاران [۱۱] به بررسی تئوری و تجربی عملکرد حرارتی کلکتورهای

خورشیدی با جاذب های پره دار پرداختند. در این تحقیق اثرات تنظیم زاویه، جریان متوسط و حالت ورودی هوا بر عملکرد جمع آوری هوای خورشیدی تجزیه و تحلیل شده و توسط آزمایش تایید شده است. نتایج نشان می دهد که خطای بین مدل محاسبه شده تئوری و تجربی حدود ۹ درصد اختلاف دارد. نتایج نشان می دهد که تنظیم زاویه هیچ تاثیری بر راندمان حرارتی ندارد. این در حالی است که جریان متوسط دارای رابطه مستقیمی با راندمان می باشد.

در سال ۲۰۱۵ سان و همکاران [۱۲] به بررسی سیستم جذبی خورشیدی برای سرمایش و گرمایش در یک ساختمان تجاری پرداختند. در این تحقیق یک سیستم برای سرمایش و گرمایش بر اساس یک چیلر جذبی است که هم با آب گرم و هم گاز ساخته شده است. این سیستم در حالت تک اثره برای زمانی است که انرژی خورشیدی به اندازه کافی است و در حالت دو اثره در حالتی است که اثر انرژی خورشیدی به اندازه کافی نیست.

ژنگ ژو و بیجان هه [۱۳] در مقاله ای عملکرد اجکتور را در یک سیکل اجکتوری خورشیدی بدون پمپ مورد بررسی قرار داده است. در این مقاله، سیستم خورشیدی ذکر شده با استفاده از مبرد R134a به منظور تحلیل عملکرد اجکتور مدل سازی شده و اثر دمای تبخیر کننده، کندانسور و دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد مطالعه شده است.

رافت یاپیسی [۱۴] نیز در مقاله ای، به بررسی آزمایشگاهی یک سیستم اجکتوری خورشیدی پرداخته است. در این مقاله عملکرد یک سیستم اجکتوری دارای محفظه اختلاط با سطح مقطع ثابت در دماهای پایین ژنراتور مورد بررسی قرار گرفته است. مبرد مورد استفاده در این مقاله از نوع R123 بوده و اثر دما بر روی ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید بررسی گردیده است.

جین فیلیپ و اولیویر مارک [۱۵]، در مقاله ای با استفاده از روش آنالیز حساسیت یک سیستم تبرید جذبی خورشیدی را بهینه نمودند. در این مقاله، پارامترهای موثر بر توان تولیدی سیستم مشخص گردیده اند.

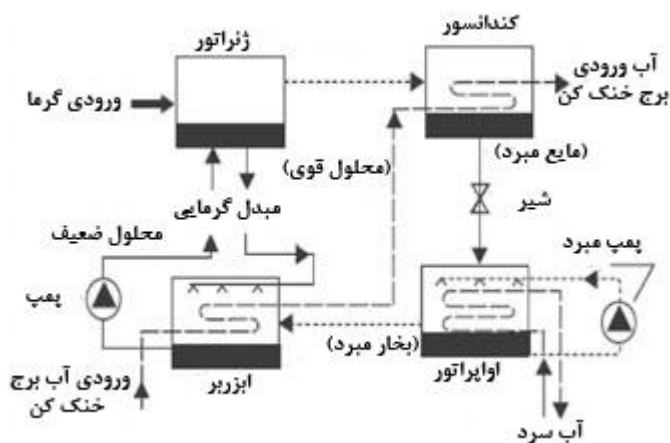
در داخل کشور نیز مقالاتی در این زمینه به چاپ رسیده است. در مقاله ای دیگر تحت عنوان بررسی فنی و اقتصادی چیلرهای جذبی خورشیدی در ایران [۱۶]، توسط محققان داخلی، یک چیلر جذبی آمونیاکی به ظرفیت تقریبی ۸/۵ کیلووات و استفاده از ۳۰ عدد گردآورنده لوله خالائی مورد بررسی قرار گرفت که در نهایت به این نتیجه رسیده شد که هنگامی استفاده از این سیستم مقرون به صرفه می‌باشد، که هزینه گردآورنده‌ها به ۱۰۰ دلار در هر متر مربع کاهش یابد. همچنین از دیگر فعالیت‌های انجام گرفته در داخل کشور در این زمینه می‌توان به کار اردهالی و همکاران [۱۷] در شبیه‌سازی نمونه‌ای برای بررسی چرخه جذبی لیتیوم برماید خورشیدی و کار مظلومی همکاران [۱۸] در شبیه‌سازی چرخه جذبی خورشیدی لیتیوم برماید با جمع‌کننده سهموی برای شهر اهواز اشاره نمود.

۲- معرفی سیستم‌های سرمایه‌ایش

خورشیدی

۲-۱- مقدمه

کشور ایران در منطقه‌ای واقع شده که در بسیاری از ایام سال، تابش مطلوب انرژی خورشیدی را تجربه می‌کند. میزان تابش انرژی خورشیدی در ایران به طور متوسط بین ۱۸۰۰ تا ۲۲۰۰ کیلووات ساعت بر مترمربع در سال تخمین زده شده است [۱۹]. استفاده از انرژی خورشیدی به صورت کاربردهای حرارتی مانند سیستم‌های تأمین آبگرم، گرمایش و سرمایش از اهمیت قابل ملاحظه‌ای برخوردار است. در سیستم‌های سنتی تولید سرمایش یا کولرهای آبی است که مصرف آب در آن زیاد است و رطوبت زیادی تولید می‌کند و یا کولرهای گازی است که با فشرده‌سازی بخار عمل می‌نمایند و از کلروفلئورکربن‌ها که باعث آلودگی محیط زیست می‌شوند استفاده می‌گردد. سیستم سرمایش جذبی، یک سیکل حرارتی باز است که توسط سرما و رطوبت‌گیری از هوا عمل می‌نماید، در واقع در یک سیستم سرمایش جذبی از حرارت حاصل می‌توان جهت تأمین سرمایش محیط بهره‌گرفت.



شکل ۲-۱- سیکل تبرید جذبی تک مرحله‌ای

بنابراین، سیستم جذبی می‌تواند با یک سیستم تولید حرارت از انرژی خورشیدی مانند کلکتورهای تخت خورشیدی که برای تأمین گرمایش در دماهای متوسط به کار می‌رود کوپل گردد. کاربرد این

سیستم‌ها علاوه بر صرفه جویی در مصرف انرژی در سالم سازی محیط زیست نیز بسیار مؤثر خواهد بود. مطالعات اولیه نشان داده است [۲۰] که برای بیشتر فصول گرما برحسب موقعیت جغرافیایی منطقه، استفاده از انرژی خورشیدی برای تولید سرمایش امکان پذیر است. با توجه به بحران انرژی و کمبود منابع آبی و به تبع آن بالاتر رفتن نیاز مصرفی برق بیش از توان تولیدی در سال‌های اخیر به ویژه در فصل تابستان و محدود بودن منابع سوختی و نیز آلاینده‌گی [۲۰] انرژی خورشیدی یکی از منابعی است که امروزه بسیار مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به انرژی دریافتی قابل ملاحظه‌ی زمین از خورشید می‌توانیم با بهره‌گیری مناسب از این انرژی در سیستم‌های تبرید، بار سرمایشی مورد نیاز خانه‌ها را در تابستان و همچنین بار گرمایشی مورد نیاز در زمستان را تامین کنیم.

محدودیت دما در کلکتور عاملی است که در فرایندهای سرمایش خورشیدی به عنوان یک مشکل بحرانی مطرح است. هر چند انواعی از کلکتورها می‌توانند تا دما ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد را تامین نمایند. اما این مهم مستلزم تابش خورشیدی مناسب و هزینه بیشتر است.

به طور کلی تهویه مطبوع خورشیدی را می‌تواند به سه گروه تقسیم کرد: سیکل‌های جذبی، سیکل دسیکانت و فرایندهای خورشیدی مکانیکی که هر یک دارای تنوع بسیاری می‌باشند.

سرمایش خورشیدی می‌تواند از طریق یک سیستم برودتی معمولی که انرژی آن توسط سلول‌های فتوولتائیک و یا یک سیستم ترمال الکتریک تامین می‌شود، نیز ایجاد گردد که البته چنین سیستمی را نمیتوان جزو تجهیزات برودتی خورشیدی به حساب آورد. بلکه تامین برق توسط انرژی خورشیدی است.

۲-۲- انواع کاربردهای انرژی خورشید

بطور کلی می‌توان استفاده از انرژی خورشیدی را به دو دسته تقسیم نمود:

(۱) استفاده از انرژی حرارتی خورشید برای مصارف خانگی، صنعتی و نیروگاهی

(۲) تبدیل مستقیم پرتوهای خورشیدی به الکتریسیته به وسیله تجهیزاتی به نام فتوولتائیک

به پدیده ای که در اثر تابش نور بدون استفاده از مکانیزم های محرک، الکتریسیته تولید کند، پدیده فتوولتائیک گویند که از ظرفیت های ۰/۵ تا چند مگاوات و با نصب آن ها بصورت موازی و سری می توان جریان ها و ولتاژهای مورد نظر را تامین نمود. در این سیستم انرژی موجود در نور خورشید، توسط سلولهای خورشیدی مستقیماً به برق DC تبدیل می کند. با استفاده از برق حاصله و بهره جویی از تجهیزات الکتریکی و الکترونیکی موجود میتوان انرژی الکتریکی کلیه بارهای AC و DC را تأمین نمود. سیستم های فتوولتائیک از سه بخش اصلی تشکیل شده است.

(۱) سلولهای خورشیدی که مبدل انرژی تابشی خورشید به انرژی الکتریکی می باشند.

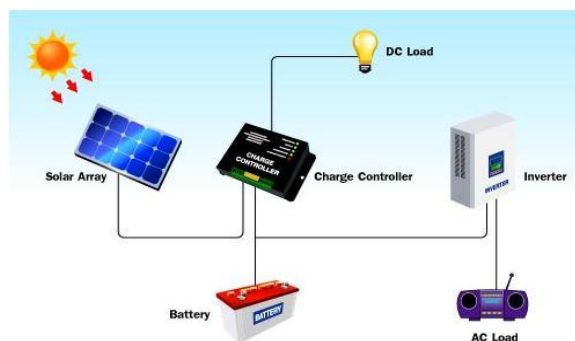
(۲) قسمت واسطه یا بخش توان مطلوب، انرژی الکتریکی حاصل از سیستم های فتوولتائیک را بر

اساس طراحی انجام شده، متناسب با نیاز مصرف کننده، مدیریت و القاء می نماید.

(۳) مصرف کننده یا بار الکتریکی، کلیه مصرف کنندگان الکتریکی اعم از مصارف برق مستقیم (AC

و DC) را متناسب با میزان مصرف شامل می گردد. در شکل زیر بخشهای اصلی سیستم

فتوولتائیک نشان شده است.



شکل ۲-۲- اجزای اصلی یک سیستم فتوولتائیک

۳-۲- مزایای استفاده از انرژی خورشیدی

۱. تولید برق بدون مصرف سوخت
۲. عدم احتیاج به آب زیاد
۳. عدم آلودگی محیط زیست
۴. امکان تأمین شبکه های کوچک و ناحیه ای
۵. استهلاک کم و عمر زیاد
۶. عدم نیاز به متخصص

۴-۲- کاربرد انرژی خورشیدی در ساختمان

بخش ساختمان یکی از عمده ترین بخش های مصرف کننده انرژی است و به همین سبب لازم است توجه ویژه ای به مقوله بهینه سازی مصرف سوخت در ساختمان مبذول نمود. از نقطه نظر کلی می توان گفت که با آگاه ساختن مردم، تدوین قوانین مناسب و اصلاح قیمت ها از طریق تدریجی یارانه های دولتی می توان گام موثری در جهت بهبود مصرف سوخت در ساختمان ها برداشت اما جایگزینی انرژی های تجدیدپذیر به طور اعم به جای سوخت های فسیلی که عمده ترین منبع تامین انرژی در کشورمان محسوب می شوند، راه حلی است که مشخصه اصلی آن، آینده نگری و رعایت توأمان حقوق نسل های فعلی و آتی است.

روند رو به افزایش انبوه سازی و ساخت مجتمع های مسکونی در کشور، موجب استفاده از انرژی های طبیعی در مجتمع های مسکونی و چگونگی طراحی این ساختمان ها به صورت سازگار و هماهنگ با طرح های خورشیدی می باشد.

منظور از کاربرد انرژی خورشیدی در ساختمان ها بهره گیری هر چه بهتر از نور خورشید در جهت

تأمین نیازهای گرمایی و سرمایی و در صورت لزوم تأمین الکتریسیته ساختمان ها می باشد. در مرحله اول با بکارگیری طراحی معماری خورشیدی که تشابه بسیاری با معماری سنتی کشور مان دارد نیازهای گرمایی و سرمایی ساختمان ها به حداقل رسانده می شود. در این طراحی مسائلی از قبیل: جهت ساختمان، عایق کاری حرارتی، تعیین سطح مناسب پنجره ها، دو جداره کردن پنجره ها در برخی مناطق و استفاده از بعضی از سیستم های غیر فعال خورشیدی از قبیل دیوار ترومپ در نظر گرفته می شوند که با اعمال این پارامترها، انرژی مورد نیاز این نوع ساختمان ها نسبت به یک ساختمان معمولی (با زیربنای یکسان) درصد قابل توجهی کمتر بوده و میزان این درصد بستگی به بکارگیری میزان این پارامترها و شرایط اقلیمی هر منطقه دارد.

از آنجایی که ایران دارای حوزه های اقلیمی مختلف می باشد امکانات انرژی خورشیدی نیز تابعی از این حوزه های مختلف اقلیمی است. بر این اساس برای کاهش انرژی مورد نیاز یک ساختمان می بایست طراحی آن مطابق با اقلیم آن منطقه باشد. در کلیه مناطق مختلف آب و هوایی ساختمان هایی که بر طبق اصول طراحی اقلیمی ساخته شده اند ضرورت گرمایش و سرمایش مکانیکی را به حداقل کاهش می دهند.

اطلاعات مورد نیاز برای دستیابی به اهداف فوق را می توان به پنج بخش تقسیم نمود:

(۱) بررسی خصوصیات تابش خورشیدی

(۲) بررسی وضعیت دما

(۳) بررسی خصوصیات میزان بارش و رطوبت

(۴) بررسی میزان و شرایط وزش باد

(۵) بررسی خصوصیات عایق کاری

در یک طرح خورشیدی دو مسئله اصلی مطرح می شود؛ یکی چگونگی طراحی برای بهره وری بیشتر

از انرژی خورشیدی و دیگری چگونگی طراحی برای به حداقل رساندن اتلاف های حرارتی به منظور استفاده بهتر از انرژی بدست آمده که در صورت عدم توجه به هر یک از این موارد، طرح مورد نظر از کارایی لازم برخوردار نخواهد بود. دلیل عمده عدم استقبال اقشار مختلف مردم از استفاده انرژی خورشیدی امری اجتناب ناپذیر است.

ذکر این نکته ضروریست که استفاده از انرژی خورشیدی بدون توجه به طراحی اقلیمی ساختمان نه تنها به صرفه نبوده بلکه هزینه های اضافی نیز در بر خواهد داشت. بنابراین توصیه می گردد با تهیه و تدوین ضوابط طراحی الگوی مسکن متناسب با اقلیم هر منطقه، طراحان را وادار به رعایت حداقل استانداردها در این زمینه بنمایند و نیز در جهت توسعه استفاده از انرژی خورشیدی در ساختمان، سیاست های تشویقی و تنبیهی مدون گردد. انرژی خورشیدی در ساختمان در موارد زیر کاربرد دارد.

- **تامین آب گرم مصرفی**

در سیستم های فعال خورشیدی آب گرم مصرفی عمدتاً بوسیله آبگرمکن های خورشیدی با استفاده از کلکتورهای تخت تأمین می شود.

- **تامین گرمای مورد نیاز**

تأمین درصدی از گرمای مورد نیاز ساختمان ها معمولاً به یکی از روش ها و یا ترکیبی از آنها صورت می گیرد: دیوار ترومب^۱، گلخانه، استخر های خورشیدی،...

^۱ نوعی سیستم گرمایشی خورشیدی ایست که در پنجره های رو به جنوب اجرا می شود اثری مشابه گلخانه داشته و بطور خلاصه اینطوری کار می کند. دیوار ترومب برای اولین بار توسط مخترعی فرانسوی در اواخر ۱۹۵۰ میلادی و سپس در آزمایشگاه در ایالت نیومکزیکو در آمریکا ساخته شد. در هنگام شب، دمای سطح جذب کننده دیوار و لایه های مجاور آن به پایین تر از دمای هوای اتاق سقوط می کند. این امر باعث می شود که با متراکم تر شدن هوای سرد در فضای شیشه ای، هوای سرد از پایین وارد فضای خانه شده و هوای گرم از دریچه بالا وارد محفظه بین دیوار و شیشه می شود. لذا عملی ترین شیوه کنترل منافذ، صفحه ای سبک وزن است که روی منفذ بالای دیوار ترومپ لحاظ می شود.

- **تامین سرمای مورد نیاز**

سرمایش بوسیله انرژی خورشیدی به روش های مختلفی از جمله سیستم های جذبی سیستم های اجکتوری و غیره صورت می گیرد. تامین بار برودتی مورد نیاز ساختمان ها در دوره گرما توسط سیستم های جذبی به گونه ای است که گرمای مورد نیاز ژنراتور چیلرهای جذبی توسط سیستم های خورشیدی از قبیل کلکتورهای تخت با بازدهی بالا و ... تامین می گردد.

- **تامین روشنایی**

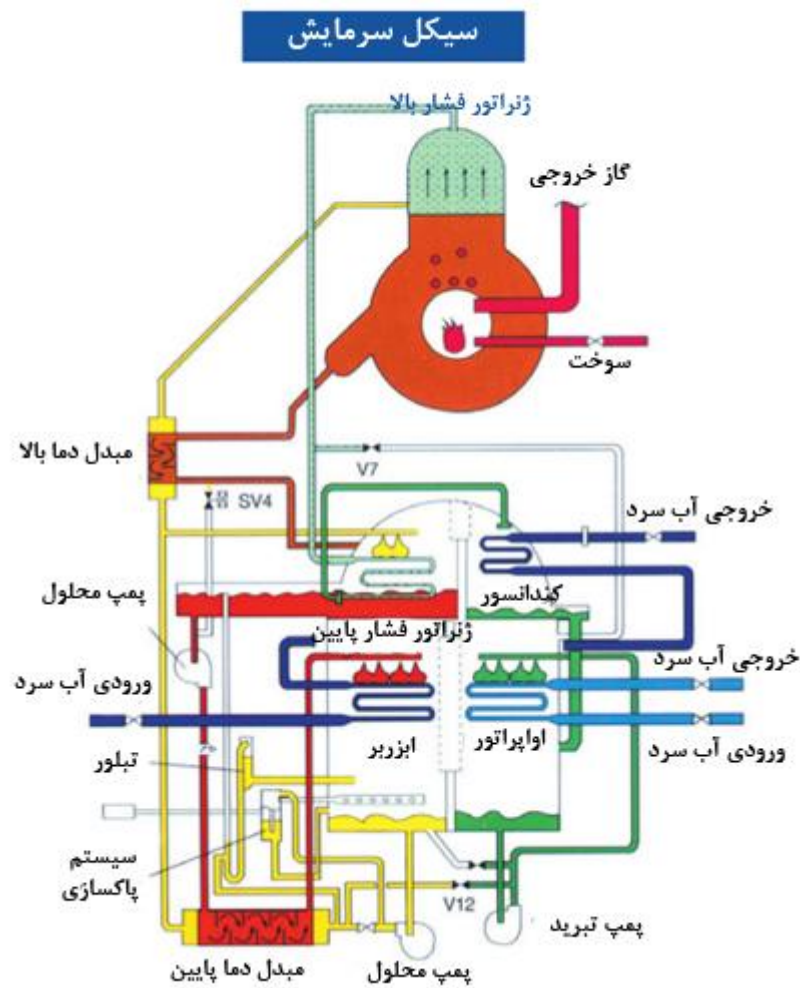
روشنایی ساختمان ها می تواند با استفاده از سلولهای فتوولتائیک تامین شود. یعنی با محاسبه انرژی مورد نیاز برای روشنایی ساختمان تعداد پانل های فتوولتائیک (هر پانل از سری، موازی قرارگرفتن چند سلول تشکیل شده است) و ظرفیت باطری ذخیره مورد نیاز مشخص می شود و در نتیجه با استفاده از پانل های خورشیدی و شارژر رگولاتور (که از شارژر و دشارژر بیش از حد باطری جلوگیری می کند) و باطری ذخیره روشنایی مورد نیاز ساختمان تامین خواهد گردید.

۲-۵- سیستم های سرمایش خورشیدی

در مناطق گرمسیری جهان که ضرورت سرمایش و تهویه مطبوع به طور جدی وجود دارد ذهن بشر متوجه استفاده از انرژی در دسترس خورشیدی است تا بتواند با استفاده از آن سبب رفاه و آسایش زندگی را فراهم آورد. علاوه بر این کاربرد انرژی خورشیدی در مقایسه با سایر کاربردها جذابیت بیشتری دارد. زیرا زمانی که نیاز به آن وجود دارد میزان انرژی خورشیدی زیاد است و می توان از آن

بهره گیری کرد. سیستم های سرمایه‌ش خورشیدی دارای هر دو مزیت عدم خطرناک بودن از لحاظ زیست محیطی و کم بودن مصرف انرژی به ویژه در ساعات پیک الکتریکی را دارد.

در مقایسه با دیگر کاربردهای انرژی خورشیدی این کاربرد پیچیدگی بیشتری دارد چه به لحاظ مفهومی و چه به لحاظ کاربردی. به همین دلیل توسعه و کاربرد جهانی پیدا نکرده است. در این روش تنها دریافت و جذب انرژی خورشیدی کافی نیست، بلکه باید بتوان این روش را به سرما تبدیل کرد و سپس به طرف فضای مورد نظر فرستاد. باید وسیله ای وجود داشته باشد که حرارت را از دمای پایین گرفته و به دمای بالاتر انتقال دهد. در اصطلاح ترمودینامیکی به عبارت دیگر به یک پمپ حرارتی نیاز است. در شکل ۲ ۳ نمای سیکل تهویه مطبوع جذبی با تمام تجهیزات به طور کامل نشان داده شده است. سیال منتقل کننده حرارت در کلکتورهای خورشیدی تا دمای بالاتر از دمای محیط گرم می شوند و به عنوان محرک و انرژی در یک سیکل قدرت وارد می گردد.



شکل ۲-۳- شماتیک یک سیستم سرمایش جذبی

سیال انتقال دهنده گرما ممکن است هوا، آب و یا سیال دیگری باشد. گرما می تواند برای زمان هایی که تابش خورشید وجود ندارد نیز ذخیره گردد. گرمای گرفته شده از سیکل خنک کن، به محیط اطراف منتقل می شود. این کار به وسیله هوای محیط یا آب خروجی از برج خنک کن انجام می شود.

تجهیزات سرمایش ممکن است اثر سرمایش به طرق مختلف ایجاد کند یکی از روش ها تولید آب سرد و فرستادن به سمت تجهیزاتی است که به وسیله آب سرد محیط را خنک می کند و یا فن های بادزن. همچنین می توان هوا را به صورت مستقیم خنک کرد و به سمت فضای مورد تهویه فرستاد.

کلکتورهای خورشیدی هستند که انرژی خورشیدی را به گرما در دمای مناسب تبدیل می کنند، که این گرما قدرت مورد نیاز برای سیکل سرمایش است. کلکتورها انواع مختلفی دارند که از صفحات تخت با دمای پایین تا صفحات پیچیده با دمای بسیار بالاتر متنوع هستند. با افزایش تقاضا برای تهویه مطبوع در سال های اخیر به خصوص در مناطق گرمسیر و مرطوب تقاضا برای مصرف انرژی زیاد شده است.

همان طور که در فصل پیش گفته شد، روش های تولید برودت از انرژی خورشید را می توان به ۳ دسته کلی تقسیم کرد: سیکل های جذبی، دسیکانت و فرایندهای خورشیدی مکانیکی در کنار سیستم های غیر فعال تقسیم کرد. این دسته بر مبنای نحوه به کارگیری انرژی خورشیدی است. در سیکل جذبی انرژی خورشیدی با استفاده از پدیده جذب سطحی، در سیکل دسیکانت به کمک رطوبت زدایی و در روش های مکانیکی با استفاده از یک موتور حرارتی، سرمایش ایجاد می کند.

اما در یک دسته بندی معتبرتر براساس، تبدیل انرژی خورشید به گرما و یا برق سیستم های سرمایشی خورشیدی را می توان در ۲ دسته عمده طبقه بندی نمود:

۱. سیستم های سرمایشی بر پایه برق تولیدی از صفحات فتوولتائیک و استفاده از این برق تولیدی در سیستم های سرمایشی مرسوم همچون چیلرهای تراکمی (تبدیل انرژی خورشید به انرژی مکانیکی یا الکتریکی و استفاده از انرژی حاصل در به کار انداختن تجهیزات برودتی مانند کولر)

۲. سیستم های سرمایشی گرمافعال (تبدیل انرژی خورشید به انرژی حرارتی و استفاده از آن در به کار انداختن دستگاه های تبرید مانند سیستم تبرید جذبی. در این روش از انرژی خورشید برای گرم کردن ژنراتور خورشیدی (دقیقاً مانند جذب گرما در کلکتورها) استفاده می شود. با گرم شدن ژنراتور، اپراتور آن سرما ایجاد می کند.)

سیستم های سرمایه‌ی گرما فعال خود به ۲ دسته عمده طبقه بندی می گردند:

۱. سیستم های سرمایه‌ی مبتنی بر فرایند ترمو مکانیکی شامل سیکل های رانکین و اجکتوری

۲. سیستم های سرمایه‌ی مبتنی بر فرایند انتقال حرارت شامل سیکل های بسته جذبی و جذب

سطحی و سیکل های باز دسیکانت

مهمترین خصوصیت سیستم های سرمایه‌ی جذب سطحی، دمای تحریک پایین آن نسبت به دیگر تکنولوژی ها بوده؛ ای که با کمترین دما (۵۰ درجه سانتی گراد) جاذب خود را احیاء نموده و آماده عمل در نیم سیکل بعدی خود می شود.

در صورت چیلر بودن سیستم سرمایه‌ی، آبی که در اپراتور سرد شده است به توزیع کننده‌های موجود در فضای ساختمان (مثلاً اطاق) می رود و نهایتاً موجب سرد شدن فضای اطاق می شود. آب، پس اینکه سرمایه‌ی را از دست داد، به سمت اپراتور برمی گردد و این چرخه مدام تکرار می شود.

مبحث فتوولتائیک را نمی توان جزو تجهیزات برودتی خورشیدی به حساب آورد. بلکه تامین برق توسط انرژی خورشیدی است. لذا در این تحقیق به بررسی سیستم های سرمایه‌ی گرمافعال پرداخته خواهد شد.

۲-۵-۱ - سیکل های جذبی

عموماً برای تأمین سرمایه‌ی فضاها دو نوع سیستم متداول است که یکی سیستم سرمایه‌ی تراکمی و دیگری سیستم سرمایه‌ی جذبی است. تفاوت عمده این دو سیستم ناشی از وجود متراکم کننده در سیستم تراکمی و جایگزینی ژنراتور و جاذب به جای آن در سیستم های سرمایه‌ی جذبی است. هدف از ایجاد این تغییرات کمینه سازی مصرف انرژی الکتریکی است چرا که متراکم کننده موجود در سیستم های تراکمی برای متراکم کردن سیالی با حجم مخصوص بالا، انرژی الکتریکی زیادی را می

طلب در صورتیکه در سیستم های جذبی، تنها منابع استفاده کننده از انرژی الکتریکی پمپ ها هستند که به مراتب مصرف انرژی الکتریکی کمتری نسبت به متراکم کننده دارند. بنابراین سیستم های جذبی میزان انرژی الکتریکی کمتری نسبت به سیستم های تراکمی مصرف می کنند. حال ممکن است این نظریه مطرح شود که انرژی الکتریکی موردنیاز متراکم کننده را از برق خورشیدی (سلول های فتوولتاییک) تأمین شود، اما با توجه به دلایل زیر اثبات میشود که استفاده از سیستم حرارتی خورشیدی در یک سیکل سرمایه گذاری بسیار بهتر و مفیدتر از این نظریه است.

اولین و مهمترین دلیل اینکه در اکثر نقاط دنیا از جمله ایران تولید برق خورشیدی بسیار پرهزینه تر از سیستم های حرارتی خورشیدی است، لازم به ذکر است که تولید برق خورشیدی در مقیاس های کوچک (از ۱ تا ۱۰۰ وات) منطقی تر به نظر می رسد. دومین دلیل اینکه اگرچه امروزه در سیستم های تراکمی از مبردهایی استفاده می شود که صدمه ی کمتری به لایه اوزون می زنند اما این مبردها کماکان به صورت قابل ملاحظه ای میزان گازهای گلخانه ای را تشدید می کنند و به طور کلی این مبردها در مقایسه با CO₂ صدها برابر نرخ اثرات گلخانه ای را افزایش می دهند و این در حالی است که مبردهای مورد استفاده در سیستم های سرمایه گذاری جذبی چنین عیب بزرگی ندارند.

حال که مزیت سیستم های جذبی نسبت به سیستم های تراکمی مشخص گردید با بررسی انواع سیستم های سرمایه گذاری جذبی، سازگارترین آنها با سیستم خورشیدی تعیین خواهیم شد: از دیدگاه نوع سیال کاری چیلرهای جذبی می توان آنها را به دو گروه کلی تقسیم بندی نمود که کاربری بیشتری در تأمین سرمایه گذاری فضاها دارند .

گروه اول چیلرهای آب آمونیاک و گروه دوم به چیلرهای لیتیم بروماید آب موسوم اند. اولی برای کاربردهای سرمایه گذاری زیر صفر درجه و مورد استفاده قرار می گیرند. دومی برای کاربردهای سرمایه گذاری بالای صفر درجه مورد استفاده قرار می گیرند .

چیلرهای جذبی را می توان از لحاظ تعداد ژنراتورهای آنها نیز تقسیم بندی نمود که به دو دسته ی کلی چیلرهای جذبی تک اثره و چیلرهای جذبی دو اثره تقسیم می شوند که تفاوت آنها حاصل از تفاوت تعداد ژنراتورهای آنها است.

همچنین چیلرهای جذبی تک اثره را نیز می توان براساس چگونگی عملکرد ژنراتورهای آنها به ۳ دسته کلی تقسیم بندی کرد. در دسته ی اول که به ژنراتورهای شعله مستقیم موسوم اند، شعله مستقیماً مبرد درون ژنراتور را گرم می کند و در دسته ی دوم آب داغ یا بخار وارد ژنراتور شده و عامل جداسازی جاذب موجود درون سیستم می شود و در وارد ژنراتور شده دسته ی آخر که به چیلرهای جذبی تک اثره با تغذیه آب گرم موسوم اند، آب گرم حدود ۸۰ درجه جداسازی جاذب و مبرد (لیتیم بروماید و آب) را انجام می دهد.

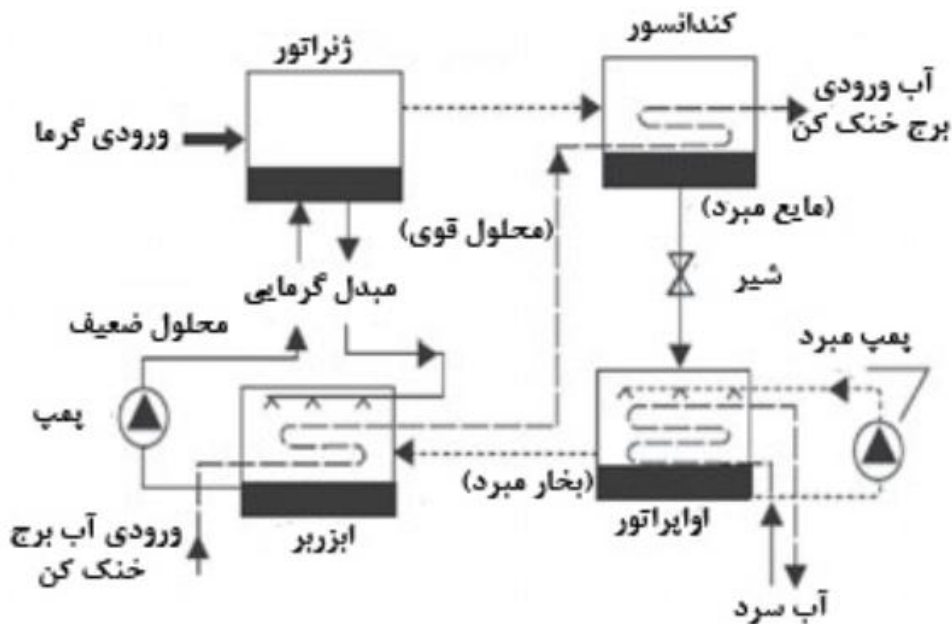
هزینه ی اقتصادی این نوع چیلرها از مدل های دیگر بیشتر است و در صنایع کاربرد کمتری دارند و می توان گفت بعنوان مثال در تنها در صنایع ای استفاده می شوند که دارای واحد بازیافت انرژی و حرارت^۱ هستند.

به طور مثال، نیروگاه های حرارتی مقدار زیادی انرژی، در بخار خروجی از توربین های بخار وجود دارند که می توان از آن برای گرم کردن آب و رساندن آن به دمای ۸۸ درجه و انتقال این آب به ژنراتور چیلرهای جذبی استفاده نمود. از این رو این چیلرها در صنایع امروز مصارف خاصی دارند و کاربرد آنها روز به روز در حال کاهش است..

به طور کلی عملکرد سیستم های جذبی مشابه سیستم های تراکمی بوده ولی وابستگی شیمیایی

¹ Cogeneration

ماده جاذب به مبرد سبب به وجود آمدن اثر سرمایش خواهد شد. این سیکل با در نظر گرفتن ۴ جز اصلی آن یعنی جاذب، ژنراتور، کندانسور و تبخیر کننده به طرز مناسبی درک خواهد شد. شکل زیر شماتیکی از یک سیستم تبرید جذبی را در ساده ترین حالت تک اثره نمایش می دهد.

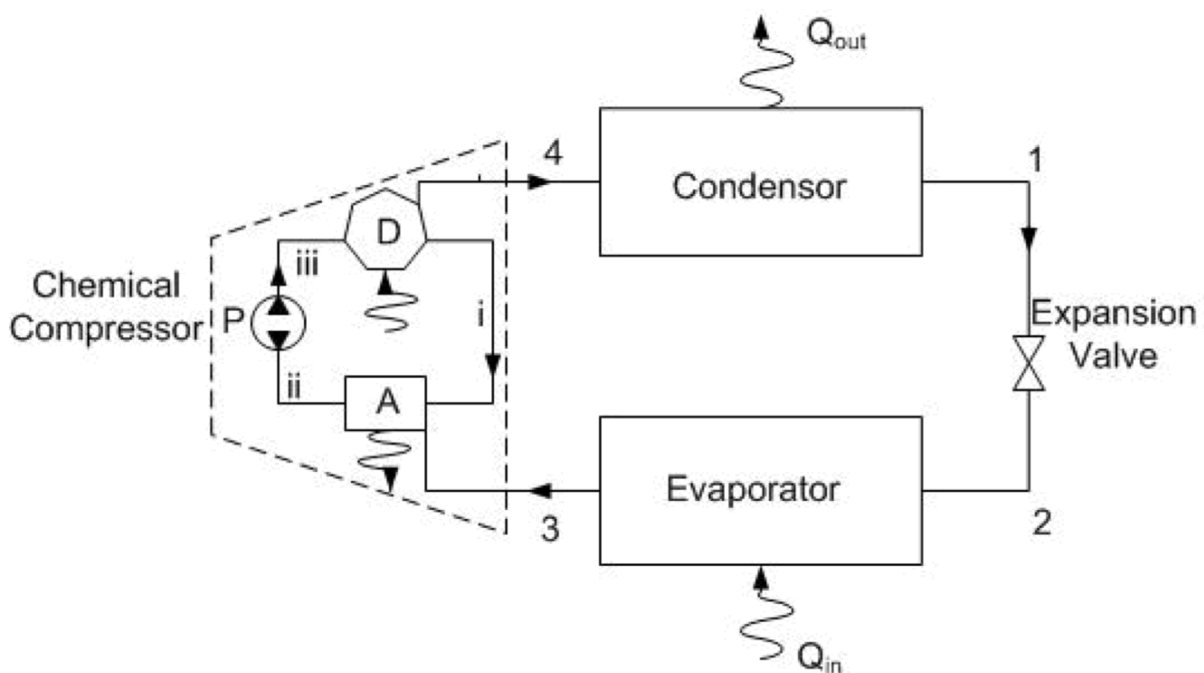


شکل ۲-۴- تشریح شماتیکی چیلر جذبی تک مرحله ای

روش کار چیلر جذبی تک اثره به این صورت است که مایع مبرد در فشار و دمای بالا وارد کندانسور و با دفع حرارت خود به مایع تبدیل می شود. به جز سیستم های کاملاً کوچک در مابقی موارد از کندانسورهای خنک شونده با آب استفاده می شود. سپس مایع مبرد داغ از طریق یک اوریفیس منبسط و وارد اوپراتور می شود. این مایع که در دما و فشار کمی قرار دارد در جا تبخیر شده و حرارت خود را از محیطی که قرار است سرد شود دریافت می کند. سپس بخار خروجی از اوپراتور در همان فشار پایین وارد قسمت جاذب می شود و جذب محلول لیتیم بروماید غلیظ می شود. فرایند جذب به علت قابلیت مولکولی ما بین مبرد و جاذب امکان پذیر بوده و گرمای ناشی از این عمل به مجموعه دسته لوله جاذب که از آب برج خنک کن یا هر سیستم دور ریزش حرارتی تامین است،

انتقال می یابد. معمولاً این سیستم با سیستم دور ریزش حرارتی در کندانسور یکی خواهد شد. سپس محلول به وسیله یک پمپ با عبور از یک مبدل حرارتی تماس مستقیم و به منظور بالا بردن دمای مخلوط و افزایش راندمان با صرف کمی کار وارد ژنراتور می شود. در این قسمت با صرف میزان کمی انرژی حرارتی ماده جاذب از مبرد با افزایش حرارت مخلوط و به علت تفاوت در نقطه جوش جدا و ماده مبرد به سمت کندانسور و محلول غلیظ جاذب به سمت مبدل حرارتی رفته و در آنجا خنک و به جذب کننده برگشته و سیکل کامل می شود.

دو روش عمده در سرمایه‌گذاری خورشیدی با استفاده از سیکل های جذبی وجود دارد. روش اول استفاده از پدیده جذب است که به صورت پیوسته عمل کرده و از لحاظ ساختار عملکرد شبیه به چیلرهای جذبی معمولی عمل می کند با این تفاوت که انرژی مورد نیاز به وسیله کلکتور خورشیدی همراه با یک سیستم کمکی ذخیره سازی با توجه به شرایط ساختمان تامین می شود. روش دوم استفاده از پدیده جذب سطحی است. بدین سبب که انجام عمل سرمایه‌گذاری در آن به صورت پیوسته نبوده و انجام یک سیکل در آن ممکن است تا ۲۴ ساعت طول بکشد ناپیوسته یا دوره ای نامیده می شود.

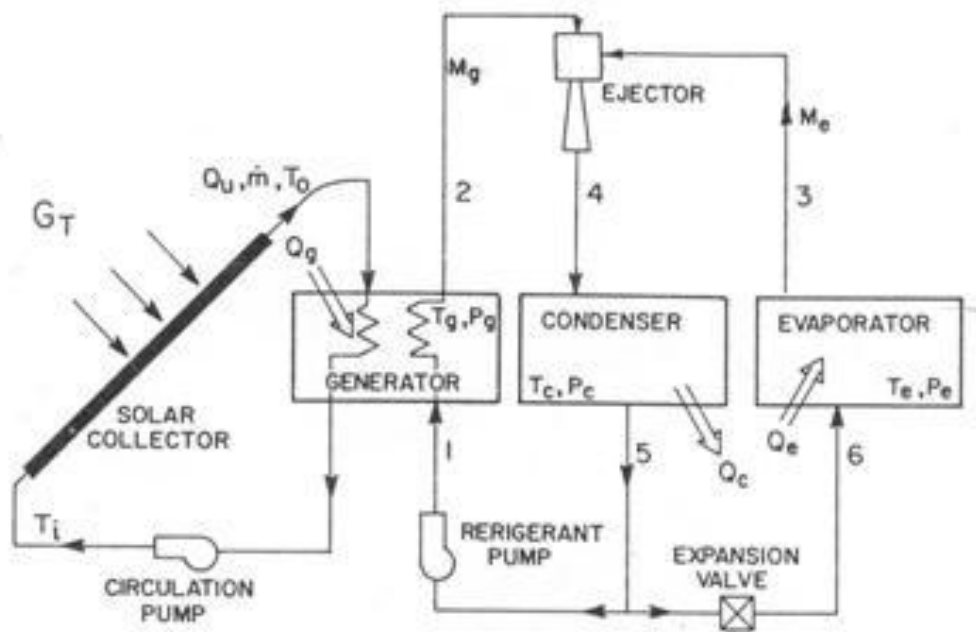


۲-۵-۱-۱- سیکل های جذبی پیوسته

این سیستم ها می توانند از کلکتور های تخت به عنوان منبع تامین انرژی استفاده کنند محدودیت دمای کلکتور تخت سیستم های مربوطه را به لحاظ تجاری به سیستم لیتیوم برماید-آب محدود کرده است و برای استفاده از سایر مبردها نیاز به کلکتورهای متمرکز کننده با شرایط خاص است. دستگاه لیتیوم برماید-آب جهت خنک کردن جاذب و کندانسور به جریان آب خنک کننده احتیاج دارد و در بسیاری از کاربردها یک برج خنک کننده نیز مورد نیاز است. استفاده از آب و آمونیاک در این سیستم ها مشکل است چرا که به دمای ژنراتور بالایی احتیاج دارد.

سیستم تهویه مطبوع لیتیوم برماید-آب به گونه ای طراحی می شود که می توان از آب گرم تولید شده توسط کلکتور تخت تامین انرژی مورد نیاز استفاده کرد. به دلیل کوپل شدن کولر با کلکتور، مبدل حرارتی میان ژنراتور و جاذب، دمای آب خنک کننده و ژنراتور مسائلی هستند که در طراحی بایستی مورد توجه ویژه قرار گیرند.

دستگاه های تجاری موجود در صورت استفاده از انرژی خورشیدی در ظرفیت کاهش یافته ای کار خواهند کرد اما می توان با انجام اصلاحاتی دستگاه را به گونه ای طراحی کرد که با استفاده از آب گرم و در ظرفیت اسمی کار کند. عملکرد تحت بار جزئی می تواند با تلفات کم، ضریب کارایی بالا و کاهش رطوبت زیادی انجام پذیرد دمای ژنراتور هم بایستی در گستره عملکرد کلکتور باشد.



شکل ۲-۶- سیکل جذبی پیوسته

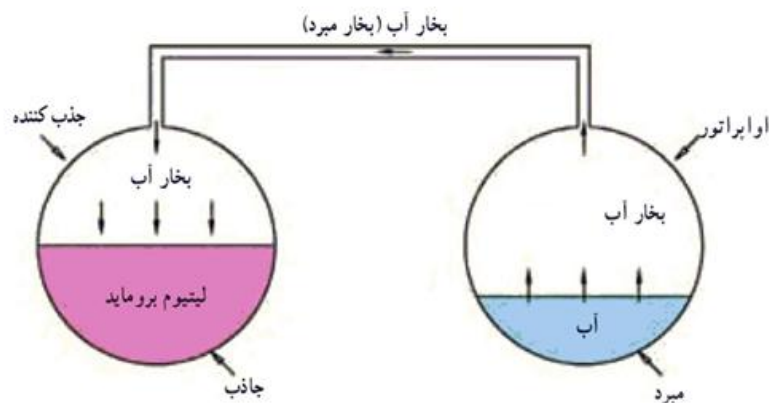
۲-۱-۵-۲- سردکننده های ناپیوسته

سردکننده های ناپیوسته می توانند جایگزینی برای سیستم های پیوسته باشند این سیستم ها در حال حاضر بیشتر برای نگهداری مواد غذایی و تولید یخ مورد استفاده قرار می گیرند تا خنک سازی هوا. هر چند که به دلیل پتانسیل بالایی که در ذخیره سازی انرژی دارند می توانند گزینه مناسبی برای تهویه مطبوع نیز باشند.

در این سیستم، سیال عامل بر اثر تابش خورشیدی در طول روز بخار شده و از ماده جاذب جدا می شود. پس از آن با عبور از چگالنده درون تبخیر کننده (اوپراتور) در حالت مایع ذخیره میشود. به هنگام شب با قطع تابش خورشیدی ماده جاذب خشک کم کم سرد شده بخارات موجود در ژنراتور را جذب می نماید. و این سبب ایجاد یک خلا نسبی در سیستم می شود. بر اثر اختلاف فشار ایجاد شده سیال عامل در اوپراتور شروع به تبخیر نموده و گرمای مورد نیاز را از آب اطراف خود تامین میکند. بخارات حاصله نیز در ماده جاذب موجود در سطح کلکتور خورشیدی بار دیگر جذب می شوند و یا

توسط یک سیکل جانبی بار دیگر به صورت مایع در می آیند.

سیکل می تواند تا ۲۴ ساعت به طول بیانجامد. ضریب عملکرد کلی دستگاه در حدود ۰/۶ می باشد. ماکزیمم دمای کلکتور به ۹۹ درجه سانتیگراد و دمای اواپراتور به زیر صفر می رسد. خنکسازی موثر روزانه نیز بین 50 KJ/m^2 تا 80 KJ/m^2 خواهد بود.



شکل ۲-۷- سیکل جذبی ناپیوسته

از کربن فعال، آب و کلرید کلسیم به عنوان ماده جاذب و از متانول، آمونیاک به عنوان سیال سرد کننده استفاده می شود. این سیستم هیچگونه موتور، کمپرسور و یا هرگونه وسیله متحرکی ندارد و بدون نیاز به الکتریسیته عمل می کند.

۲-۱-۵-۳- سیکل جذب سطحی خورشیدی

سیکل جذب سطحی خورشیدی شامل چهار مرحله است که عبارت اند از: گرمایش، دفع هم فشار (میعان)، سرمایش و جذب هم فشار (تبخیر).

این سیکل در یخچالها و پمپ های حرارتی کاربرد دارد. مواد جاذب مانند انواع زئولیت، کربن فعال و سیلیکاژل در ترکیب با مبرد مناسب قادرند یک سیکل تبرید را به وجود آورند. این گونه مواد دارای

ساختمان متخلخل با سطح ویژه بالا هستند، به طوری که در دمای کم مبرد را در درون حفره های خود جذب کرده و برعکس، آنرا در دمای زیاد از درون حفره های خود دفع می کنند . دمای زیاد برای مبرد را می توان به وسیله انرژی حرارتی یا انرژی خورشید تأمین کرد . از آنجا که در سیکل تبرید از قطعات متحرک استفاده نمی شود، این دستگاه ها بدون صدا کار می کنند و به دلیل نیاز نداشتن به انرژی الکتریکی می توان از آنها در مناطق دورافتاده و فاقد نیروی برق استفاده کرد.

یک سیستم تبرید خورشیدی از سه قسمت اصلی تشکیل شده است : مخزن حاوی جاذب، کندانسور برای مایع کردن مبرد و تبخیرکننده مبرد که سرما تولید می کند .جاذب در یک ظرف کاملاً بسته به رنگ سیاه قرار گرفته است .این مخزن گرمای خورشید را جذب کرده و گرمای جذب شده، محیط مخزن و در نتیجه جاذب را گرم می کند .در طول روز در نتیجه جذب گرمای خورشید، دمای جاذب به حداکثر دمای ممکن در سیکل می رسد .با افزایش دما، جاذب شروع به دفع مبرد می کند و به این طریق فشار مخزن افزایش می یابد تا اینکه در یک فشار معین، مبرد شروع به میعان می کند .مبرد میعان شده در اثر نیروی وزن خود جاری شده و در یک مخزن جمع می شود .عمل میعان با آزاد شدن گرما همراه است که این گرما باید از دستگاه خارج شود و به محیط اطراف انتقال یابد .هنگام شب دمای مخزن کاهش پیدا می کند که در نتیجه آن، فشار سیستم نیز کم می شود .زمانی که فشار دستگاه به فشار اشباع مبرد برسد، مبرد شروع به جوشش خواهد کرد و سرما تولید خواهد شد .در این حالت که دمای دستگاه کاهش یافته است، بخار مبرد دوباره جذب جاذب خواهد شد .به این طریق سیکل مربوط کامل شده و جاذب آماده دریافت حرارت و تکرار سیکل یاد شده خواهد شد .

در یک روز تابستانی، بستر جاذب انرژی تابشی خورشید را جذب می کند و سبب افزایش دما و فشار جاذب می شود .هنگامی که دمای جاذب درون بستر به دمای دفع رسید، جاذب شروع به دفع مبرد می کند .بخار مبرد دفع شده، در کندانسور به مایع چگالیده می شود و مستقیماً داخل تبخیرکننده جریان می یابد .این فرایند تا زمانی که جاذب به حداکثر دمای دفع برسد ادامه پیدا می کند .در شب زمانی که

دما کاهش می یابد جاذب دوباره مبرد را از تبخیرکننده جذب خواهد کرد. این فرایند در سیکل های بعدی تکرار میشود. در طول این فرایند سرمایش از تبخیر مبرد به دست میآید و آب درون تانک که از نظر حرارتی عایق شده، دمای خود را از دست می دهد و منجمد می شود.

استفاده از پدیده جذب سطحی (adsorption) جهت ایجاد برودت از انرژی خورشیدی علی رغم ضریب عملکرد (COP) پائین دارای چند مزیتاست:

۱. ارزان بودن تجهیزات: می توان گفت در مقایسه با سایر تجهیزات مربوط به انرژی نو، این سیستم ارزان تر و ساده تر است.
۲. عدم وجود تجهیزات گردنده: این امر موجب عمر طولانی تر سیستم و کاهش هزینه های تعمیر و نگهداری می شود.
۳. عدم نیاز به انرژی مکمل: سیستم تنها با انرژی خورشیدی عملکرده و به انرژی دیگری نیاز ندارد.

۲-۵-۱-۴- انتخاب زوج مبرد و بستر جاذب

زوج مبرد شامل ماده جاذب و جذب شونده (مبرد) است. خواص ترمودینامیکی، خواص شیمیایی، در دسترس بودن و نیز قیمت جاذب و جذب شونده از عوامل مهم برای انتخاب این زوج است.

مهمترین عوامل برای انتخاب جاذب مناسب عبارت اند از:

۱. قدرت جذب مقدار بیشتری از ماده جذب شونده را در دماهای کمتر داشته باشد؛
۲. هنگام دریافت انرژی حرارتی، دفع بیشتری از جاذب اتفاق بیفتد؛
۳. گرمای جذب سطحی آن از گرمای محسوس بیشتر باشد؛
۴. با گذشت زمان و استفاده ههای پ یدرپی خاصیت آن از بین نرود؛

۵. غیرسمی باشد و خاصیت خوردگی نداشته باشد؛

۶. ارزان و به صورت گسترده در دسترس باشد.

از مهمترین جاذب ها میتوان کربن فعال، سیلیکاژل و زئولیت را نام برد. کربن فعال از زئولیت ارزان تر است. سیلیکاژل گرانقیمت است و در کشورهای در حال توسعه در دسترس نیست.

ماده جذب شونده براساس خصوصیات زیر انتخاب می شود:

۱. دمای تبخیر آن کم باشد.

۲. اندازه مولکولها باید در حدی کوچک باشد که جاذب قادر به جذب آنها باشد؛

۳. گرمای نهان تبخیر زیاد و حجم مخصوص کمی داشته باشد؛

۴. در محدوده دمایی عملیات سیکل، پایدار باشد؛

۵. غیرسمی، غیرخورنده و اشتعال ناپذیر باشد؛

۶. فشار اشباع پایینی (اندکی بالاتر از فشار اتمسفریک) داشته باشد.

آب، متانول و آمونیاک به عنوان بهترین جاذب شونده ها در سیستم های سرمایش جذبی نوین استفاده می شوند. آب و متانول فشارهای اشباع زیر اتمسفری دارند که برای عملیات مذکور انتخاب مناسبی هستند. فشار اشباع آمونیاک در دمای چگالیده شدن ۳۵ درجه سانتیگراد ۱۳۰۰ کیلو پاسکال است که فشار نسبتاً زیادی است و سمی نیز می باشد.

متانول برای استفاده بهینه باید در دمای جوش نرمال ۶۵ درجه سانتیگراد و فشارهای اشباع کم قرار گیرد. با حرکت به سمت شرایط غیرنرمال فشار سیستم افزایش می یابد و در نتیجه سیکل از خود عملکرد ضعیفی نشان می دهد. استفاده از الکل ها به علت قابل اشتعال بودن مشکل است؛ آب در

شرایط کارکرد سیکل، پایداری بیشتری از متانول و آمونیاک دارد؛ به دلیل آنکه دمای انجماد آب صفر درجه سانتیگراد است، آب را نمی توان در فرایندهای انجمادی استفاده کرد.

۲-۵-۱-۵- تئوری سیکل های جذبی

عمومی ترین بحث در سرمایه‌ش خورشیدی مبحث سیکل های جذبی است. در بسیاری از کولر هایی که مورد آزمایش است از محلول لیتیم برماید-آب استفاده می شود. فشار در کندانسور و ژنراتور وابسته به دمای سیال خنک کننده است. در فرایند تولید ابتدا غلظت محلول در ژنراتور از ۵۵ % به ۶۰ % و در فشار کندانسور دما از ۷۲ به ۸۲ می رسد محلول با عبور از کندانسور و مبدل حرارتی وارد جذب کننده شده در این جا بار دیگر با بخار خروجی از اواپراتور ترکیب شده و در فشاری برابر با فشار اواپراتور غلظت محلول از ۶۰ % به ۵۵ % و دما از ۴۸ به ۳۸ درجه می رسد سپس محلول توسط پمپ مکانیکی به ژنراتور پمپاژ می شود و سیکل ادامه می یابد.

یک موازنه انرژی کلی نشان می دهد که انرژی وارد شده به ژنراتور و اواپراتور بایستی با انرژی دفع شده توسط مبرد از دستگاه در جذب کننده و کندانسور به علاوه تلفات خالص برابر باشد.

$$QG+QE=QA+QC+Q_{LOSSES} \quad (1)$$

در نتیجه ضریب کارایی سیستم برابر می شود با :

$$COP=QE/QG \quad (2)$$

ضریب کارایی در سیستم های سرمایه‌ش خورشیدی عموماً در نزدیکی یک عدد ثابت و بین ۰/۶ تا ۰/۸ می باشد هر چند که دمای ژنراتور در یک گستره تغییر می کند.

اگر دمای ژنراتور بین ۷۰ تا ۹۵ درجه سانتی گراد باشد، دمای سیال تغذیه کننده ژنراتور بایستی بیش از این مقدار باشد که گستره محدودی بین دمایی که مخزن ذخیره سازی می تواند تامین کند با این

دما ایجاد می نماید. دمای عملکرد بسیاری از کلکتورهای تخت در نزدیکی ۱۰۰ درجه قرار داشته دارد. در ادامه نیز برج خنک کننده مورد نیاز است که مشکل دیگری است که در کولرهای لیتیم برمایید-آب وجود دارد.

شماتیک سیستم آب-آمونیاک مانند شکل ۲-۵ است به استثناء آن که یک رکتیفایر(اصلاح کننده) جهت کاهش بخار آب ورودی به کندانسور بایستی در بالای ژنراتور نصب شود. شکل ۵ مسیر فرایند را برای آب و آمونیاک نشان می دهد فرایند محلول مشابه لیتیم برمایید-آب است اما فشار و اختلاف فشار بیشتر است و پمپ مکانیکی جهت باز گرداندن محلول از جذب کننده به ژنراتور مورد نیاز است اگر کندانسور جذب کننده با هوا خنک شود دمای ژنراتور بین ۱۲۵ تا ۱۷۹ درجه است و اگر این خنک سازی با آب انجام شود دمای ژنراتور بین ۹۵ تا ۱۲۰ درجه سانتی گراد است. دمای ژنراتور در حالتی که هوا سیال خنک کننده است بیشتر است.

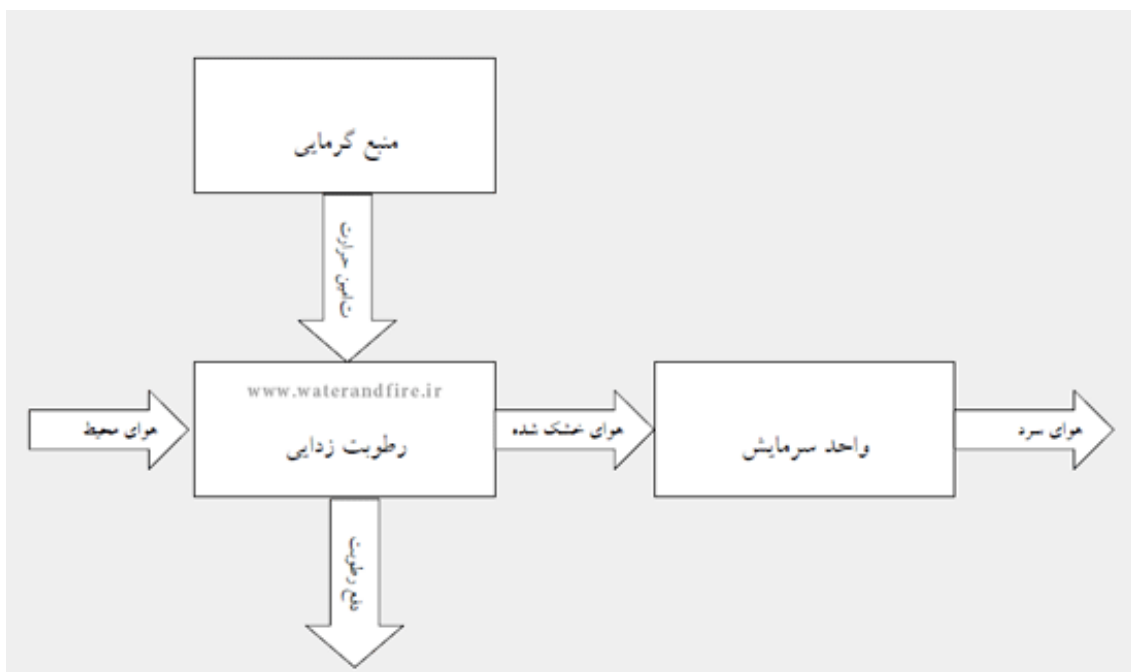
چیلرهای تک مرحله ای لیتیم برمایید-آب با حداکثر ضریب کارایی ۰/۷ کار می کنند که مقدار واقعی می تواند بسیار کمتر از این باشد. چیلر های دو مرحله ای که در آن از دو ژنراتور به صورت سری استفاده می شود می توانند ضریب کارایی ۱ تا ۱/۵ داشته باشد و در پاره ای از اوقات نیاز به کلکتوری دارد که در دمایی بیش از دمای کلکتورهای تخت کار کند.

دو روش برای سنجش کارایی کولر وجود دارد می توان برای هر یک از اجزاء، یک مجموعه کامل از موازنه انرژی، موازنه جرم، معادلات نرخ و رابطه های برابری نوشت که وارد کردن آنها در آنالیز مشکل است. روش دوم استفاده از مدل سازی تجربی بر پایه داده های عملکردی است که بسیار ساده تر است.

۲-۵-۲- دسیکانت

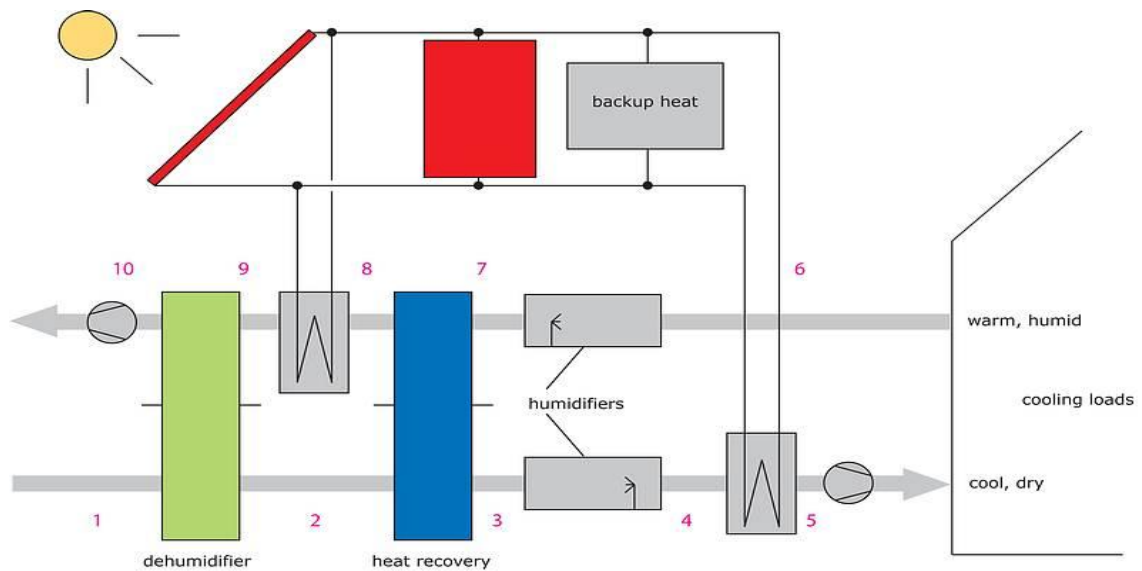
دومین گروه از تهویه خورشیدی بر پایه یک سیکل باز رطوبت زدایی استوار است این سیستم هوا را از اطراف یا درون ساختمان گرفته با محلول جامد و یا مایع دسیکانت رطوبت زدایی می کند. سپس گرمای اضافی آن را در مبدل حرارتی گرفته و سرانجام به صورت تبخیری سرد می نماید دسیکانت نیز توسط انرژی خورشیدی باز تولید می شود اجزا مورد استفاده شامل مبدل حرارتی، مبدل حرارت و جرم برای انتقال رطوبت و کولر تبخیری است.

از تریپتیلین گلایکول، سیلیکا ژل و محلول لیتیم کلراید به عنوان جاذب رطوبت می توان استفاده کرد . سیکل تهویه در شکل زیر آمده است. از ۱ به ۲ هوای محیط خشک و گرم می شود و سپس از ۲ به ۳ توسط هوای خروجی از ساختمان خنک می شود و در نهایت از ۳ به ۴ به صورت تبخیری خنک شده و وارد ساختمان می گردد. هوای خروجی در خلاف جهت حرکت کرده و ابتدا به صورت تبخیری سرد می شود. از ۶ به ۷ توسط هوای خشک گرم می شود. سپس از ۷ به ۸ توسط خورشید گرم شده سرانجام در با عبور از قسمت بالای رطوبت زدا باعث باز تولید دسیکانت می شود.



شکل ۲-۸- سیکل دسیکانت یک مرحله‌ای

سیکل بازیاب در شکل زیر نمایش داده شده است. اجزا استفاده در آن با اجزا سیکل تهویه یکسان است اما هوای درون ساختمان بازیاب شده و از هوای محیط تنها جهت بازتولید استفاده شده است. هردو سیکل از رطوبت زدا و مبدل حرارتی چرخشی و دسیکانت جامد استفاده می کنند برای مصارف خورشیدی از ۷ به ۸ در سیکل تهویه و از ۳ به ۴ بایستی در سیکل بازیاب برای گرم کردن هوا از انرژی خورشیدی استفاده شود.



شکل ۲-۹- سیکل دسیکانت بازیاب

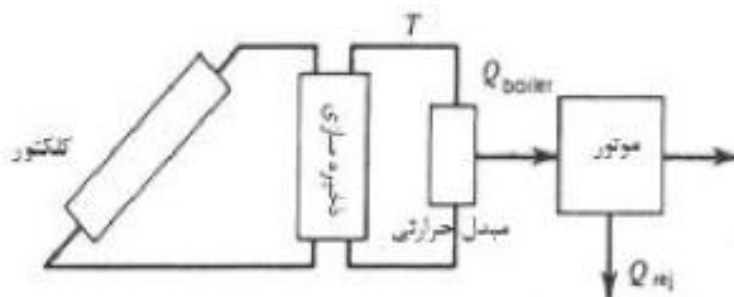
اگر بازتولید در دمای ۶۰ تا ۸۰ درجه سانتی گراد انجام شود می توان از کلکتور تخت استفاده نمود. طراحی بستر دسیکانت در مصارف خورشیدی بسیار حساس است. ضریب انتقال جرم و گرمای بالا و مقاومت پخشی کم توسط ذرات دسیکانت مورد نیاز است و بایستی تامین شود.

درجات آزادی جدیدی در کنترل سیستم های دسیکانت وجود دارد مقدار بهینه متغیر های پنهان و بار ورودتی محسوس می تواند از طریق کنترل نرخ جریان چرخش چرخ رطوبت زدا کنترل شود . سیستم در دما و رطوبت بالا بازدهی بهتری دارد.

۲-۵-۳- سرمایه‌ش خورشیدی مکانیکی

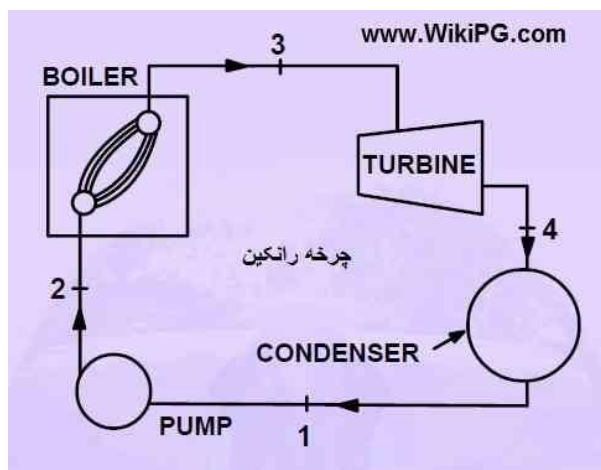
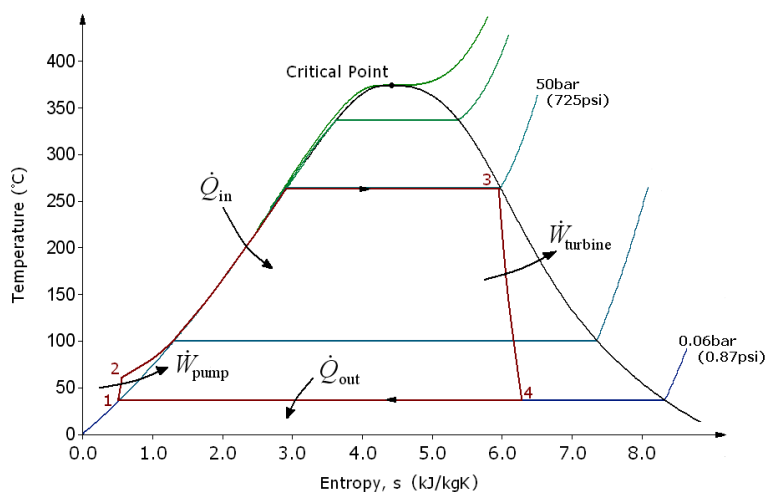
سومین نوع از سیستم های سرمایه‌ش خورشیدی ترکیبی از یک سیکل موتور حرارتی رانکین خورشیدی با یک سیستم تهویه مطبوع معمولی است. این سیستم مشکلات عدیده ای دارد که به اصولا مربوط به تولید انرژی مکانیکی از انرژی خورشیدی و هماهنگ کردن دستگاه تهویه مطبوع برای عملکرد بار جزئی است.

چنین مشکلاتی ذاتی این سیستم است و تولید انرژی مکانیکی از تابش خورشیدی در مقیاس یک دستگاه تهویه مطبوع اقتصادی نشان نداده است و تصور چنین سیستم سرمایه‌ش در مقیاس یک خانه که انرژی خورشیدی را به انرژی مکانیکی تبدیل نموده و ارزانتر از سیستم های معمولی باشد مشکل است . یک نمونه از سیکل رانکین در شکل زیر آمده است انرژی از مخزن ذخیره سازی توسط یک مبدل حرارتی به یک موتور حرارتی منتقل می شود موتور انرژی حرارتی را به کار بر روی محیط تبدیل می کند.



شکل ۲-۱۰- شماتیک سیستم سرمایه‌ش خورشیدی با استفاده از سیکل رانکین

نمایش شماتیک سیکل رانکین در شکل زیر آمده است. سیکل رانکین با سیکل‌های متداول برای تولید قدرت متفاوت است چرا که با انرژی خورشیدی نمی‌توان دمای بخار آب را به دما سوپر هیت رساند. برای این کار سیالی مانند R114 بایست انتخاب شود که در نمودار دما-آنترپی شیب مثبتی نسبت به بخار اشباع داشته باشد که در این حالت دمای خروجی بالاتر از دمای عادی است از این رو بازتولید کننده می‌تواند از انرژی خارج شده در کندانسور برای پیشگرم کردن استفاده کند.



شکل ۲-۱۱- سیکل رانکین

در حالت پایدار تحلیل ترمودینامیکی آسان است اما تخمین کارایی هر یک از تجهیزات در شرایط پس از طراحی کار مشکلی است و یک انرژی کمکی برای مطمئن شدن از عدم ورود سیال عامل در حالت

دو فازی به توربین تعبیه شود. هنگامی که یک سیکل رانکین به یک سیستم تهویه مطبوع با سرعت ثابت متصل می شود خروجی موتور به ندرت با نیاز تهویه مطبوع مطابقت دارد در نتیجه یک سیستم کنترل جهت یکسان نمودن قدرت موتور و تهویه مطبوع لازم است.

۲-۵-۴- سرمایه‌ش اجکتوری

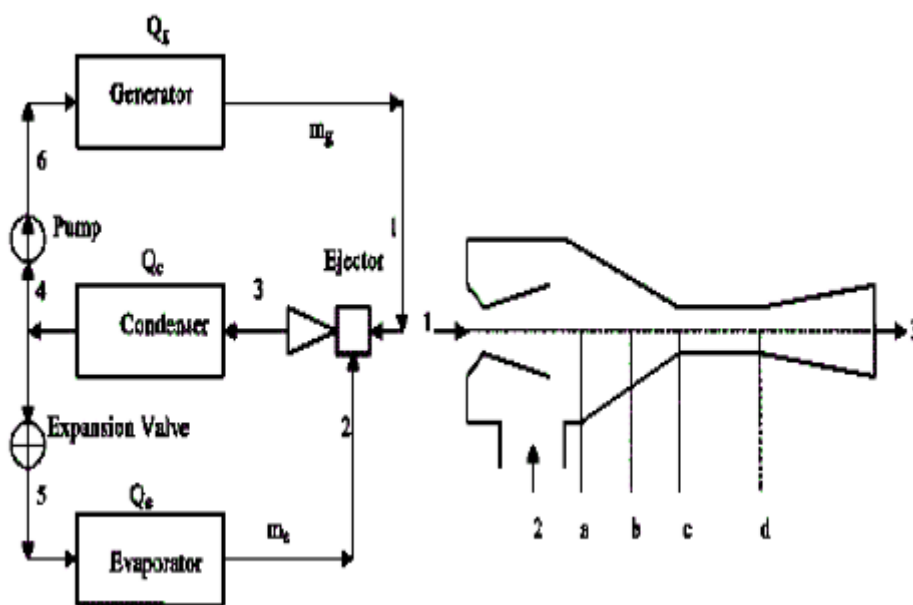
در سال‌های اخیر سیستم‌های تبرید اجکتوری نظر بسیاری از محققان را به خود جلب کرده است. این سیستم‌ها مزایای بسیاری نسبت به انواع متداول سیستم‌های تراکم بخار دارند. از آن جمله می‌توان به نبودن اجزای متحرک در این سیستم‌ها اشاره کرد که سبب کاهش هزینه‌های اقتصادی این سیستم‌ها است. علاوه بر این نیروی محرکه آن سیستم‌ها گرما می‌باشد به طوری که می‌توان حتی با استفاده از گرمای خروجی از کارخانجات، گرمای خورشید و انرژی زمین گرمایی کارکنند. به علت استفاده از انرژی ارزان حرارتی این سیستم‌ها بسیار مقرون به صرفه می‌باشند. اجکتور یکی از دستگاه‌های مهم مورد استفاده در صنایع می‌باشد [۲۱].

این دستگاه دو وظیفه عمده برعهده دارد که عبارت است از ایجاد خلأ و تخلیه گازها و دیگری مخلوط کردن سیالات، در به‌کارگیری و طراحی اجکتور هر یک از وظایف فوق یا هر دو با هم می‌توانند مدنظر قرارگیرد. به عنوان مثال در صنایع غذایی برای بهبود کیفیت کنسانتره میوه‌ها و همچنین افزایش ظرفیت واحد از شرایط تحت خلأ استفاده می‌شود و همچنین در پالایشگاه‌ها برای جدا کردن مواد نفتی سنگین که دمای جوش بالایی دارند از تقطیر تحت خلأ استفاده می‌کنند که برای ایجاد خلأ می‌توان از اجکتور استفاده کرد [۲۱].

در سال‌های اخیر، اجکتور کاربردهای تازه‌ای نیز پیدا کرده که به‌عنوان نمونه می‌توان به جایگزینی اجکتور با کمپرسور در یک سیکل تبرید تراکمی اشاره کرد. برای ایجاد خلأ از دستگاه‌های دیگری نیز استفاده می‌کنند که متداول‌ترین آنها پمپ‌های خلأ می‌باشد این دستگاه‌ها به علت ظرفیت

محدود تخلیه و همچنین داشتن قسمت‌های مکانیکی متحرک زیاد هزینه نصب و تعمیر و نگهداری بالایی دارند [۲۱].

در شکل زیر نمایی از یک سیستم سرمایش اجکتوری نشان داده شده است. یک اجکتور نوع ساده شده‌ای از یک پمپ خلأ یا یک کمپرسور خلأ می‌باشد که در آن هیچ‌گونه پیستون، شیر یا روتور و دیگر اجزای متحرک وجود ندارد.



شکل ۲-۱۲- نمای از یک اجکتور و سیستم اجکتوری

زمانی که جریان اولیه وارد نازل همگرا-واگرا درون اجکتور می‌شود، بخار از اواپراتور کشیده می‌شود. جریان ثانویه برای رساندن جریان بخار به سرعت‌های بالاتر، شتاب می‌گیرد. ترکیب شدن در ابتدای ناحیه سطح ثابت صورت، می‌گیرد در مقطع دیگر هر دو جریان در فشار ثابت توسعه می‌یابند. برای کنترل مناسب فشار در کندانسور، سرعت سیال ترکیب شده برای افزایش فشار بعد از کاهش سرعت در دیفیوزر می‌بایست به اندازه کافی بالا باشد. کارایی اجکتور به طور کلی به طراحی و شرایط عملکرد وابسته است. طراحی اجکتور بر اساس محل قرارگیری نازل به دو دسته تقسیم بندی می‌شود:

قسمت اختلاط اجکتور بصورت، سطح ثابت در این حالت خروجی نازل در درون یک ناحیه سطح ثابت در اجکتور می‌باشد و سیال اولیه و ثانویه در این ناحیه ترکیب می‌شوند. قسمت اختلاط اجکتور به صورت، فشار ثابت. در این جماعت خروجی نازل درون محفظه مکش، قبل از ناحیه سطح ثابت قرار می‌گیرد. جریان اولیه و ثانویه و در یک فشار معین در محفظه مکش با هم ترکیب می‌شوند. فشار جریان ترکیب شده در طول محفظه، از خروجی نازل برای ورود به مقاله سطح ثابت، باقی می‌ماند. طراحی اجکتور به طور کلی براساس تئوری دینامیک گاز ایده‌آل به همراه داده‌های تجربی بنا شده است.

۶-۲- تهویه مطبوع غیر فعال خورشید

برخی از سیستم‌های نصب شده جهت گرمایش در ساختمان‌ها می‌توانند بدون استفاده مستقیم از خورشید، جهت خنک سازی ساختمان استفاده شوند که در ادامه توضیح داده شده است.

۱-۶-۲- سیستم ذخیره سازی سرمای شب

سرمای شبانگاهی می‌تواند در بستر سنگی برای استفاده در روز بعد ذخیره شود جریان هوا بر روی این بستر سنگی می‌تواند بخشی از ظرفیت‌سرمایشرا تامین کند این امکان برای مناطقی فراهم است که دمای شب و رطوبت پائینی داشته باشند.

۲-۶-۲- سیستم تابش به آسمان

در این سیستم انرژی در طول شب از طریق کلکتورهایی که در روز برای تولید گرما استفاده می‌شوند به فضای بی نهایت منتشر می‌شود از این سیستم می‌توان برای تولید آب سرد استفاده نمود. دو

مشکل عمده در این سیستم وجود دارد یکاینکه پوشش کلکتور ها تابش از کلکتور را بر می گردانند و دیگری آنکه شرایط جغرافیایی مانند دمای آسمان شبیائین در کارایی آن بسیار موثر است.

۲-۶-۳- پمپ های گرمایی

در صورتی که این پمپ ها به عنوان گرمایش خورشیدی مورد استفاده قرار گیرند می توانند برای سرمایش خورشیدی نیز استفاده شوند.

در این فصل به مفاهیم کلی سیستم های مختلف سرمایش خورشیدی در ساختمان، روش کار آنها و مزایا و معایب این روش ها پرداخته شد. در ادامه به معادلات حاکم بر این سیستم ها و در نهایت شبیه سازی و تحلیل نتایج پرداخته خواهد شد.

۳- طراحی سیستم سرمایه‌اش

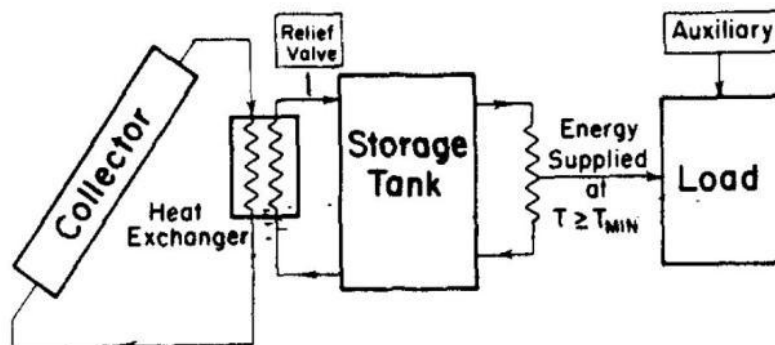
خورشیدی

۳-۱-۱- مقدمه

یکی از مشکلاتی که بر سر راه طراحی سیستم های خورشیدی قرار دارد متغیر بودن شرایط آب و هوایی و تابش خورشید در ساعات و روزهای مختلف است که به دست آوردن مقدار بهینه تجهیزات را دشوار می کند. در این فصل، روشی ساده به نام $\bar{\phi}, f$ -chart که با استفاده از شبیه سازی های متعدد به دست آمده برای یک سیستم سرمایش و گرمایش خورشیدی متشکل از کلکتور سهموی مرکب و چیلر جذبی معرفی می شود.

۳-۱-۲- معرفی روش $\bar{\phi}, f$ -chart

این روش توسعه یافته روش "قابلیت بهره گیری" کار مشترک لیو و جردن [۲۲] است که توسط مانوئل و رابل [۲۳] برای استفاده در کلکتورهای سهموی مرکب بهینه شده است. این روش برای کلیه سیستم هایی که از شکل ۱-۳ پیروی کنند صادق می باشد. در این روش تنها اطلاعات هواشناسی مورد نیاز میانگین تابش کل روزانه بر روی سطوح افقی و میانگین روزانه دمای محیط می باشد. اطلاعات کلکتور مورد نیاز، راندمان اپتیکی $\bar{\eta}_0$ و ضریب تلفات حرارتی U_L و ضریب برداشت حرارتی F_R و نرخ تمرکز C می باشد.



شکل ۱-۳- شماتیک کلی فرایند های خورشیدی قابل بررسی توسط روش $\bar{\phi}, f$ -chart

این روش بر این اصل استوار است که همواره یک تابش حداقل بحرانی برای غلبه بر تلفات حرارتی کلکتور لازم می باشد بنابراین رابطه بین تابش ورودی به کلکتور با انرژی دریافتی از آن غیر خطی می باشد. برای منظور کردن این اصل در محاسبات، پارامتری را به عنوان قابلیت بهره گیری $\bar{\phi}$ تعریف می کنیم. $\bar{\phi}$ کسری از تابش کل ورودی به کلکتور می باشد که بالاتر از حد بحرانی لازم برای دریافت انرژی مفید است. $\bar{\phi}$ تابعی از سه پارامتر عمده است که در زیر به آن ها اشاره می گردد:

- تلفات حرارتی که توسط پارامتری بعد "نرخ انرژی بحرانی X_c " در محاسبات اعمال می شود

و به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$(\bar{Q}_{loss} / A_a) = 2t_c U_L (\bar{T}_{coll} - T_{amb}) \quad (1-1-3)$$

$$X_c = \frac{(\bar{Q}_{loss} / A)}{\bar{\eta}_0 \bar{H}_{coll}} \quad (2-1-3)$$

- میانگین ضریب صافی هوا در ماه \bar{K}_h ،

- نسبت R که به نسبت بین R_d و R_h در رابطه 3-1-3 بیان می شود:

$$R = \frac{R_d}{R_h} \quad (3-1-3)$$

بنابراین برای کلکتورهای سهموی مرکب که در آنها $0 \leq X_c \leq 1.2$ باشد، خواهیم داشت:

$$\begin{cases} \phi = \exp[-X_c + (0.337 - 1.76\bar{K}_h + 0.55R)X_c^2] \dots 0.3 \leq \bar{K}_h \leq 0.5 & (4-1-3) \\ \phi = 1 - X_c + (0.5 - 0.67\bar{K}_h + 0.25R)X_c^2 \dots 0.5 \leq \bar{K}_h \leq 0.75 \end{cases}$$

میزان گرمای جذب شده توسط کلکتور صرف نظر از تلفات تانک و مبدل از رابطه زیر به دست می آید:

$$\bar{Q} / A = F_R \bar{\eta}_0 \phi \cdot \bar{H}_{coll} \quad (5-1-3)$$

در این روابط، \bar{T}_{coll} برحسب اینکه کدام دما (دمای سطح، دما ورودی و ...) به عنوان معیار محاسبات قرار گیرد، قابل تغییر است. در محاسبات دمای ورودی را معیار قرار می‌دهیم. بیشترین انرژی دریافتی یعنی $\bar{\phi}$ زمانی اتفاق می‌افتد که این دما حداقل مقدار ممکن باشد. عملکرد ماهیانه سیستم بر حسب پارامتر f سنجیده می‌شود که بیانگر کسری از بار ماهیانه است که توسط انرژی خورشیدی تامین می‌شود. این پارامتر برحسب دو متغیر بی بعد به صورت زیر تعریف می‌شود:

- متغیر اول مرتبط با بهره انرژی خورشیدی می‌باشد که بیانگر کسری از بار ماهیانه است که توسط کلکتور تامین می‌شود اگر دمای مایع ورودی همواره برابر T_{min} حداقل دمای کارکرد ژنراتور چیلر باشد.

$$\bar{\phi}_{max} Y = \bar{\phi}_{max} \left[\frac{A_a F_R \eta_0 \bar{H}_{coll} N}{L} \right] \quad (۶-۱-۳)$$

Y نسبت انرژی جذب شده توسط کلکتوری با $F_R \eta_0$ مشخص و U_L برابر با صفر به بار ماهیانه است که هنگامی که در $\bar{\phi}_{max}$ ضرب شود کسر واقعی انرژی را زمانی که U_L صفر نباشد را نشان می‌دهد. متغیر دوم مرتبط با تلفات گرمایی می‌باشد و حساسیت سیستم را به دمای سیال ورودی بیان می‌کند:

$$X = \left[\frac{A_a F_R U_L (100^\circ C) \Delta t}{L} \right] \quad (۷-۱-۳)$$

در روابط بالا، N تعداد روزهای هر ماه Δt تعداد ساعات هر ماه و عدد ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد دمایی تجربی است که در این معادلات به کار می‌رود.

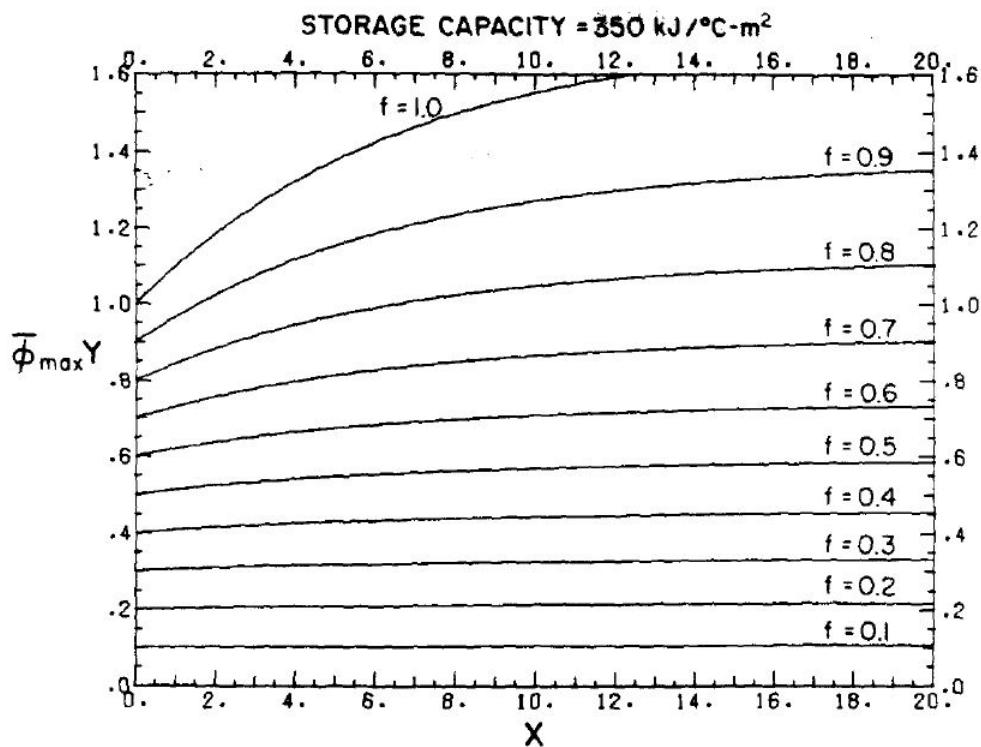
ارتباط بین f و پارامترهای بی‌بعد $\bar{\phi}_{max} Y$ و X در شکل ۲-۳ نشان داده شده است. این نمودار برای سیستم‌هایی که تانک ذخیره‌ای با ظرفیت استاندارد به ازای هر متر مربع کلکتوری برابر

$350 \text{Kj} / ^\circ \text{C} - \text{m}^2$ دارند و هر توزیع بار تقریباً یکنواختی در ماه داشته و دارای مبدل حرارتی بسیار

بزرگی می باشند کاربردی است. می توان این نمودار را به صورت رابطه ریاضی زیر در آورد:

$$f = \phi_{\max} Y - a'(\exp(b'f) - 1)(1 - \exp(c'X)) \quad (8-1-3)$$

$$a' = 0.015 \left(\frac{Mc_p}{350 \text{Kj} / \text{m}^2 - ^\circ \text{C}} \right)^{-0.76}, b' = 385, c' = -0.15 \quad (9-1-3)$$



شکل ۲-۳- نمودار ϕ, f - chart

۳-۱-۳ اعمال تلفات تانک ذخیره و مبدل حرارتی در محاسبه f

آنچه تا به اینجا به دست آوردیم، درصد بار تامین شده توسط انرژی خورشید بدون در نظر گرفتن تلفات تانک ذخیره و مبدل حرارتی بود. روشن است که مقدار واقعی پس از تاثیر این تلفات، کمتر از مقداری است که ما به دست آوردیم. برای وارد کردن این تلفات در محاسبات به صورت زیر عمل می کنیم.

کل انرژی تلف شده از تانک ذخیره در طول ماه را می توان به صورت زیر نوشت:

$$Q_{env} = (UA)_i (\bar{T} - T_{env}) \Delta t \quad (10-1-3)$$

که در آن، $(UA)_i$ ضریب موثر ضریب اتلاف حرارتی در مساحت تانک و T_{env} دمای محیط اطراف تانک است که در طول دوره Δt ثابت فرض می شوند. در این رابطه، \bar{T} متوسط دمای سیال ذخیره شده در ماه است که با متوسط گیری از حداقل دمای تانک T_{min} و دمای متوسط سیال ورودی به کلکتور \bar{T}_i به دست می آید. با داشتن f ایده آل، $\bar{\phi}$ متوسط در ماه از رابطه زیر محاسبه شده و به کمک $\bar{\phi}$ ، \bar{T}_i محاسبه شود:

$$\bar{\phi} = \frac{f}{Y} \quad (11-1-3)$$

$$\bar{T} = \frac{\bar{T}_i + T_{min}}{2} \quad (12-1-3)$$

زمانی که \bar{T} به دست آمد، f اصلاح شده با تلفات تانک به صورت زیر به دست می آید:

$$f' = f - \frac{Q_{env}}{L} \quad (13-1-3)$$

برای وارد کردن تلفات مبدل حرارتی بین تانک ذخیره و بار در محاسبات ابتدا باید اختلاف دمایی لازم بین تانک و حداقل دمای لازم برای تامین انرژی را به دست آوریم.

$$(\bar{T} - T_{min}) = \frac{f \bar{q}_L}{\varepsilon_L C_{min}} \quad (14-1-3)$$

که در آن، ε_L کارایی مبدل و C_{min} حداقل نرخ ظرفیت مبدل $\dot{m} c_p$ می باشد. در حالت ایده آل محاسبه f فرض شده بود که مقدار $\varepsilon_L C_{min}$ بسیار بزرگ است. در نتیجه اختلاف دمایی لازم صفر بود، اما در عمل این اختلاف دما بزرگتر از صفر است. روند به دست آوردن f یک فرایند تکراری است. ابتدا \bar{T} را از رابطه ۱۴-۱-۳ به دست آورده و با جایگزینی این مقدار جدید به جای \bar{T}_{Coll} در رابطه ۱-۱-۳ مجدداً مراحل گذشته را طی می کنیم تا مقدار واقعی f که همراه تلفات می باشد را به دست

۳-۱-۵- مفهوم انرژی و راندمان انرژی کلکتور

انرژی به عنوان یکی از مفاهیم مهم قانون دوم ترمودینامیک عبارت از حداکثر کار مفیدی است که به لحاظ تئوری از یک جریان ماده و یا انرژی قابل حصول می‌باشد. از آنجائی که تحلیل انرژی کلکتور را نمی‌توان بدون مدلسازی از عملکرد حرارتی و اپتیکی آن انجام داد و این دو مسئله کاملاً با یکدیگر مرتبط می‌باشند، لذا ابتدا به تحلیل و مدلسازی حرارتی و اپتیکی کلکتور پرداخته شده است. سپس روابطی برای مؤلفه‌های مختلف معادله تعادل انرژی کلکتور بدست آورده شده است که توسط این روابط، معادله راندمان انرژی کلکتور بر حسب یکسری از پارامترها بدست آمده است.

۳-۱-۶- تحلیل حرارتی

جهت اختصار از آوردن اثبات روابط حاکم بر عملکرد حرارتی کلکتور خودداری می‌شود. در این روابط اغلب پارامترهایی که می‌توانند تغییر کنند به عنوان متغیر فرض می‌شوند [۲۴].

با نوشتن رابطه تعادل انرژی بر حسب دماهای ورودی و خروجی می‌توان حرارت مفید جذب شده Q_u را بدست آورد:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (۳-۱-۱۵)$$

که در رابطه فوق T_{in} و T_{out} به ترتیب دمای ورود و خروج سیال از کلکتور و C_p و \dot{m} به ترتیب ظرفیت حرارتی و دبی جرمی سیال می‌باشند. از طرف دیگر با در نظر گرفتن اتلاف حرارتی کلکتور به محیط مجدداً می‌توان رابطه انرژی را به صورت زیر بدست آورد:

$$Q_u = A_p F_R [S - U_l (T_{in} - T_a)] \quad (۱۶-۱-۳)$$

در رابطه فوق T_a دمای محیط است و F_R ضریب برداشت حرارت^۱ می باشد که به صورت زیر تعریف می گردد:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{U_l A_p} \left[1 - \exp(-F' U_l A_p / \dot{m} C_p) \right] \quad (۱۷-۱-۳)$$

که در این رابطه، F' ضریب راندمان کلکتور^۲ می باشد و بصورت زیر بدست می آید:

$$F' = 1 / \left(W U_l \left[\frac{1}{U_l [(W - D_o) \phi + D_o]} + \frac{\delta_a}{k_a D_o} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right] \right) \quad (۱۸-۱-۳)$$

$$\phi = \tanh \left[\frac{(U_l / k_p \delta_p)^{1/2} (W - D_o) / 2}{(U_l / k_p \delta_p)^{1/2} (W - D_o) / 2} \right] \quad (۱۹-۱-۳)$$

ϕ میزان تأثیر صفحه^۳ است. تعادل انرژی در حالت دائم برای صفحه جذب کننده رابطه زیر را می دهد:

$$Q_u = A_p S - U_l A_p (T_p - T_a) \quad (۲۰-۱-۳)$$

در روابط اخیر W فاصله مجاری چسبیده به صفحه جذب کننده، D_o و D_i به ترتیب قطر خارجی و

قطر داخلی مجاری، h_f ضریب انتقال حرارت جابجایی درون مجاری، δ_p و δ_a به ترتیب ضخامت

متوسط صفحه جذب کننده و چسب متصل کننده مجاری به صفحه جذب کننده، k_p و k_a به ترتیب

ضریب هدایت گرمایی صفحه جذب کننده و چسب متصل کننده مجاری به صفحه جذب کننده، T_p

دمای متوسط صفحه جذب کننده و A_p مساحت سطح کلکتور می باشند. U_l ضریب افت حرارت کلی

می باشد که در تمامی مطالعات انجام شده در قبل، این ضریب را ثابت یا تأثیر آن را اندک انگاشته اند

¹. Heat Removal Factor

². Collector Efficiency Factor

³. Plate Effectiveness

در صورتیکه ثابت نمی‌باشد. این پارامتر بر حسب $W/m^2.K$ می‌باشد و شامل سه جمله ضریب افت

حرارتی از بالا U_t ، پایین U_b و سطوح جانبی کلکتور U_e می‌باشد.

$$U_l = U_t + U_b + U_e \quad (21-1-3)$$

$$U_b = k_i / \delta_b \quad (22-1-3)$$

که k_i ضریب هدایت گرمایی عایق و δ_b ضخامت عایق پایین کلکتور می‌باشند.

$$U_e = (L_1 + L_2) L_3 k_i / L_1 L_2 \delta_e \quad (23-1-3)$$

$$L_3 = \delta_1 + \delta_2 + \delta_b \quad (24-1-3)$$

که در این روابط $L_1, L_2, L_3, \delta_1, \delta_2$ و δ_e به ترتیب طول، عرض، ارتفاع، فاصله پوشش اول، فاصله پوشش دوم و ضخامت عایق جانبی کلکتور می‌باشند. با فرض اینکه صفحه جذب‌کننده و پوشش‌های شیشه‌ای یک سیستم صفحات موازی بینهایت را تشکیل دهند، جریان حرارت یک بعدی و دائم باشد، افت دما در سراسر ضخامت پوشش‌ها و همچنین اثر متقابل تابش خورشیدی ورودی جذب شده توسط پوشش‌ها و اتلاف خروجی صرف نظر شوند و برای بازتابش خارج شونده که دارای طول موج بلند است، پوشش‌های شیشه‌ای همانند جسم سیاه باشند، دستگاه سه معادله، سه مجهول غیرخطی زیر برای بدست آوردن ضریب افت حرارتی از بالا، بدست می‌آید:

$$Q_t / A_p = h_{p-c1} (T_p - T_{c1}) + \frac{\sigma (T_p^4 - T_{c1}^4)}{(1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c - 1)} \quad (25-1-3)$$

$$Q_t / A_p = h_{c1-c2} (T_{c1} - T_{c2}) + \frac{\sigma (T_{c1}^4 - T_{c2}^4)}{(1/\varepsilon_c + 1/\varepsilon_c - 1)} \quad (26-1-3)$$

$$Q_t / A_p = h_w (T_{c2} - T_a) + \varepsilon_c \sigma (T_{c2}^4 - T_{sky}^4) \quad (27-1-3)$$

$$U_t = \frac{Q_t / A_p}{(T_p - T_a)} \quad (28-1-3)$$

$$T_{sky} = T_a - 6$$

در این معادلات Q_t/A_p ، h_{p-cl} ، h_{c1-c2} ، h_w ، T_{c1} ، T_{c2} ، T_{sky} ، σ ، ϵ_p و ϵ_c به ترتیب نرخ اتلاف حرارت از بالا بر واحد سطح کلکتور، ضریب انتقال حرارت جابجایی بین صفحه جذب کننده و پوشش اول، ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش اول و پوشش دوم، ضریب انتقال حرارت جابجایی بین پوشش دوم و هوای اطراف، دمای پوشش شیشه‌ای اول و دوم، دمای مؤثر آسمان، ثابت استفان-بولتزمن^۱، ضریب صدور صفحه جذب کننده برای تابش طول موج بلند و ضریب صدور پوشش‌های شیشه‌ای برای تابش طول موج بلند می‌باشند. دستگاه سه معادله، سه مجهول غیرخطی را برای بدست آوردن پارامترهای نامشخص Q_t/A_p ، T_{c1} و T_{c2} پس از جایگذاری مقادیر h_{p-cl} ، h_{c1-c2} ، h_w و سایر پارامترها حل می‌کنند. شایان ذکر است که ضرایب انتقال حرارت اخیر از یکسری روابط تجربی محاسبه می‌شوند و همچنین برای ضریب افت حرارت از بالای کلکتور علاوه برمدلسازی انتقال حرارت، روابط تجربی نیز پیشنهاد شده است. روابط اخیر نشان می‌دهند که در نهایت ضریب افت حرارت کلی U_l ، تابعی از پارامترهایی مثل دمای پوشش‌های شیشه‌ای، خواص هوا در بیرون و داخل پوشش‌های شیشه‌ای، خواص و ابعاد سطوح جانبی و سطح انتهایی، دمای محیط، دمای آسمان، دمای متوسط صفحه جذب کننده، سرعت وزش باد و خواص تابشی سطوح می‌باشد. در ضمن مساحت سطح کلکتور، حاصلضرب طول در عرض کلکتور است و قطر خارجی مجاری ۱۰ درصد بیشتر از قطر داخلی در نظر گرفته شده است.

$$A_p = L_1.L_2 \quad (۳-۱-۳۰)$$

$$D_o = D_i + 0.1D_i \quad (۳-۱-۳۱)$$

¹. Stefan-Boltzmann Constant

راندمان حرارتی کلکتور توسط معادله زیر داده می شود:

$$\eta_{Th} = Q_u / A_p I_T \quad (32-1-3)$$

۳-۱-۷- تحلیل اپتیکی

تمام تابش رسیده به کلکتور توسط صفحه جذب کننده جذب نمی گردد. در رابطه های فوق پارامتر S مقدار شار تابشی جذب شده توسط صفحه جذب کننده به صورت زیر است: [۲۴]

$$S = (\tau\alpha) I_T \quad (33-1-3)$$

I_T شدت تابش خورشید است و $(\tau\alpha)$ در کلکتورهای صفحه تخت همان راندمان اپتیکی η_o است.

۳-۱-۸- تحلیل اگزرژی

برای تعیین قسمتی از انرژی حرارتی که می تواند به کار مؤثر تحت شرایط آرمانی تبدیل شود، نیاز به تحلیل اگزرژی سیستم می باشد. بدست آوردن راندمان اگزرژی یا راندمان قانون دوم، کیفیت انرژی را برای ما مشخص می سازد. در حالت کلی اگزرژی به دو طریق با سیستم کلکتور مبادله می شود. یکی از طریق جریان سیال عامل و دیگری از طریق انتقال حرارت. [۲۴] [۲۵] [۲۶] [۲۷]

اگزرژی همراه هر جریان سیال تراکم ناپذیر که در دمای T و دارای اختلاف فشار ΔP با محیط باشد، با رابطه زیر مشخص می شود:

$$\dot{E} = \dot{m} C_p (T - T_a - T_a \ln(T/T_a)) + \dot{m} \Delta P / \rho \quad (34-1-3)$$

و اگزرژی مبادله شده از طریق مقدار انتقال حرارت \dot{Q} بین دمای گرم T_h و سرد T_c ، توسط رابطه زیر بدست می آید:

¹. Optical Efficiency

$$\dot{E} = \int_{T_c}^{T_h} \dot{Q} \frac{T_a}{T^2} dT \quad (35-1-3)$$

رابطه تعادل انرژی در حالت کلی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{E}_i + \dot{E}_s + \dot{E}_o + \dot{E}_l + \dot{E}_d = 0 \quad (36-1-3)$$

که \dot{E}_i و \dot{E}_s و \dot{E}_o و \dot{E}_l و \dot{E}_d به ترتیب انرژی ورودی، ذخیره شده، خروجی، نشتی و تخریب شده می‌باشند.

انرژی ورودی برای کلکتور شامل دو قسمت می‌باشد. انرژی ورودی وارد شده همراه جریان:

$$\dot{m}C_p(T_{in} - T_a - T_a \ln(T_{in}/T_a)) + \dot{m}\Delta P_{in}/\rho \quad (37-1-3)$$

و انرژی تابش جذب شده توسط کلکتور که عموماً در کارهای قبلی از رابطه زیر طبق نظریه پتلا برای محاسبه آن استفاده شده است، به راحتی می‌توان نشان داد که این رابطه برای چنین سیستم‌هایی قانون دوم ترمودینامیک را نقض می‌کند.

$$\eta_o I_T A_p \left[1 - \frac{4}{3} T_a/T_s + \frac{1}{3} (T_a/T_s)^4 \right] \quad (38-1-3)$$

در رابطه قبل عبارت داخل براکت راندمان پتلا η_p می‌باشد. رابطه صحیح با فرض اینکه خورشید یک منبع حرارتی بینهایت است به صورت زیر می‌باشد:

$$\eta_o I_T A_p (1 - (T_a/T_s)) \quad (39-1-3)$$

که مقدار راندمان اپتیکی بصورت $\eta_o = S/I_T$ است. حاصل جمع دو رابطه (37) و (39) کل انرژی ورودی به کلکتور را تشکیل می‌دهد.

انرژی ذخیره شده در حالت شرایط پایدار برابر صفر می‌باشد.

انرژی خروجی فقط شامل انرژی خروجی جریان خروجی است:

$$-\dot{m}C_p(T_{out} - T_a - T_a \ln(T_{out}/T_a)) - \dot{m}\Delta P_{out}/\rho \quad (40-1-3)$$

در روابط (۳۷) و (۴۰)، ΔP_{out} و ΔP_{in} اختلاف فشار سیال عامل با محیط در ورود و خروج از کلکتور می‌باشند.

اگرزری نشتی شامل نشت حرارت از صفحه جذب کننده به محیط می‌باشد:

$$-U_l A_p (T_p - T_a) (1 - T_a / T_p) \quad (41-1-3)$$

اگرزری تخریب شده به سه قسمت عمده تقسیم می‌گردد. اگرزری تخریب شده به سبب افت فشار در داخل لوله:

$$\frac{\dot{m} \Delta P T_a \ln(T_{out} / T_a)}{\rho T_{out} - T_{in}} \quad (42-1-3)$$

اگرزری تخریب شده بدلیل ختلاف دمای خورشید با سطح صفحه جذب کننده:

$$-\eta_o I_T A_p T_a \left(\left(\frac{1}{T_p} \right) - \left(\frac{1}{T_s} \right) \right) \quad (43-1-3)$$

دمای مؤثر خورشید می‌باشد که مقدار آن ۰/۷۵ دمای جسم سیاه خورشید ($T_s = 4350 K$)

است و اگرزری تخریب شده به سبب اختلاف دمای صفحه جذب کننده با سیال عامل [۷]، [۹]، [۱۳]:

$$-\dot{m} C_p T_a \left(\ln(T_{out} / T_{in}) - (T_{out} - T_{in}) / T_p \right) \quad (44-1-3)$$

با جایگزینی روابط (۳۷) تا (۴۴) در معادله تعادل اگرزری (۳۶) و مرتب سازی بدست می‌آید:

$$\left(\dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) - \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \right) \left(1 - \frac{T_a \ln(T_{out} / T_{in})}{T_{out} - T_{in}} \right) = I_T A_p (1 - T_a / T_s) - \left\{ (1 - \eta_o) I_T A_p (1 - T_a / T_s) + \right. \\ \left. + \eta_o I_T A_p T_a \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_s} \right) + U_l A_p (T_p - T_a) \left(1 - T_a / T_p \right) + \dot{m} C_p T_a \left(\ln(T_{out} / T_{in}) - (T_{out} - T_{in}) / T_p \right) \right\} \quad (45-1-3)$$

با توجه به تعریف راندمان اگرزری برای کلکتور که عبارتست از افزایش اگرزری جریان سیال به اگرزری تابش اولیه توسط منبع تابش و رابطه (۴۵) معادله راندمان اگرزری کلکتور بدست می‌آید:

$$\eta_E = \frac{\dot{m} \left[C_p (T_{out} - T_{in} - T_a \ln T_{out}/T_{in}) - \frac{\Delta P}{\rho} \right]}{I_T A_p (1 - T_a/T_s)} = 1 - \left\{ (1 - \eta_o) + \frac{\eta_o T_a}{(1 - T_a/T_s)} (1/T_p - 1/T_s) + \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho I_T A_p (1 - T_a/T_s)} \frac{T_a \ln(T_{out}/T_a)}{T_{out} - T_{in}} + \frac{\dot{m} C_p T_a (\ln(T_{out}/T_{in}) - (T_{out} - T_{in})/T_p)}{I_T A_p (1 - T_a/T_s)} + \frac{U_l}{I_T (1 - T_a/T_s)} (T_p - T_a) (1 - T_a/T_p) \right\} \quad (46-1-3)$$

جملات داخل کروشه سمت راست رابطه (۴۶)، افت‌های اغزرژی را نشان می‌دهند. جمله اول افت اغزرژی به سبب تلفات اپتیکی می‌باشد. جمله دوم افت اغزرژی به سبب اختلاف دمای خورشید و صفحه جذب‌کننده می‌باشد. جمله سوم اغزرژی تخریب شده به سبب افت فشار سیال داخل لوله می‌باشد. جمله چهارم اغزرژی تخریب شده به سبب اختلاف دمای سطح جذب‌کننده و دمای سیال عامل می‌باشد و جمله پنجم اغزرژی تخریب شده به سبب تلفات حرارتی از صفحه جذب‌کننده می‌باشد. ΔP ، افت فشار درون مجاری با توجه به دبی جرمی، قطر داخلی مجرا، خواص سیال و ضریب اصطکاک و دیاگرام مودی^۱ بدست می‌آید.

¹. Moody Diagram

۳-۲- شبیه‌سازی سیکل جذبی خورشیدی

با توجه به این که بخش بزرگی از انرژی الکتریکی مصرفی در فصل تابستان به سرمایه‌های مسکونی و اداری اختصاص دارد و این مسئله منجر به بحران انرژی شده است، لذا چیلرهای خورشیدی می‌توانند به جایگزین مناسبی برای کولرهای آبی و گازی، که مصرف برق بالایی دارند، تبدیل شوند. در چیلرهای جذبی اولیه از آمونیاک به عنوان ماده جاذب استفاده می‌شد که به علت سمی و خورنده بودن در سال‌های بعد، لیتیم بروماید به عنوان جایگزینی برای آن مطرح شد ولی مشکل عمده ی لیتیم بروماید، کریستالیزاسیون آن است که در اثر غلظت خیلی زیاد یا افت دمای شدید محلول ممکن است پیش آید. همچنین مبرد سیستم‌های لیتیم برومایدی، آب است که پایین تر از صفر درجه سانتیگراد منجمد می‌شود و مسیر جریان را مسدود می‌کند. لذا این سیستم‌ها نمی‌توانند دماهای خیلی پایین ایجاد کنند و از این نظر محدودیت دارند. امروزه سیستم‌هایی با جاذب جامد مانند سلیکاژل نیز مورد مطالعه قرار گرفته و در حال پیشرفت‌اند.

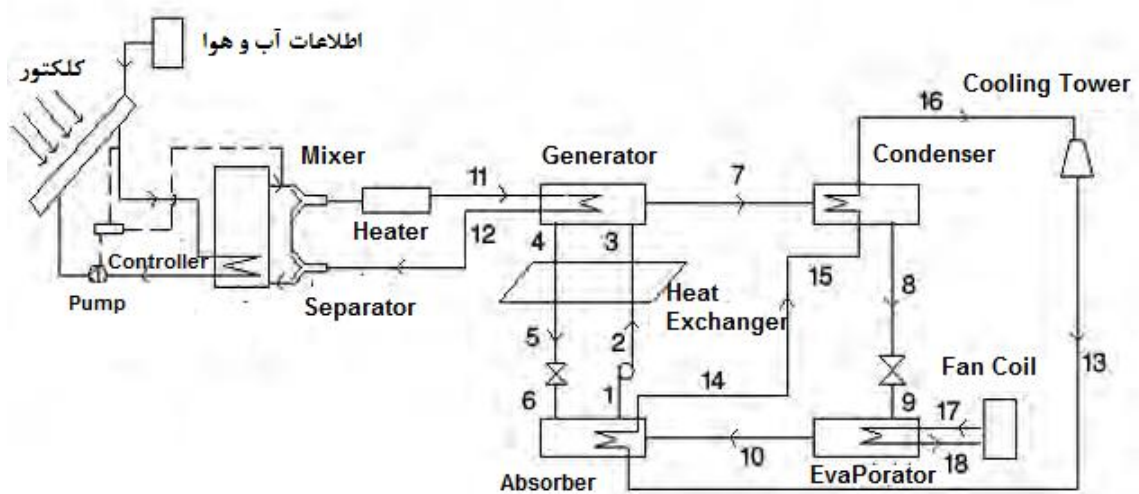
همانطور که اشاره شد در چیلرهای جذبی برای به حرکت در آوردن سیال عامل از انرژی حرارتی استفاده می‌شود. این انرژی حرارتی می‌تواند توسط بخار آب، آب داغ ناشی از احتراق مستقیم سوخت و یا انرژی خورشیدی تأمین گردد. فناوری تبرید جذبی روشی عالی برای تهیه مطبوع مرکزی در تأسیساتی است که دارای انرژی حرارتی مازاد و یا با ارزش کم -مانند انرژی خورشیدی- می‌باشند است. چیلرهای جذبی قادر به تولید ۲ تا ۱۲۰۰ تن برودت هستند. البته قابل ذکر است که برخی از تولیدکنندگان ژاپنی موفق شده‌اند چیلرهای جذبی با ظرفیت معادل ۵۰۰۰ تن نیز تولید کنند. مشکلات عمده‌ای که این سیستم‌های خورشیدی دارا هستند عبارتند از: هزینه اولیه بالا، بهره‌گیری از انرژی خورشیدی فقط برای یک مدت کوتاه در طول روز و کارایی نسبتاً پایین.

هزینه نصب چیلرهای خورشیدی از چیلر ای تراکمی بسیار بیشتر است ولی این امر با توجه به هزینه عملیاتی کمتر چیلرهای خورشیدی یعنی مصرف برق کمتر، تا حدودی جبران می شود .

کلکتورهای خورشیدی بخش اصلی هزینه ساخت این چیلرها را به خود اختصاص میدهند، و لی با توجه به رشد تکنولوژی و تولید در مقیاس بالا این هزینه ها نیز کاهش خواهد یافت . از طرف دیگر، یا چیلرهای جذبی بر خلاف چیلرهای تراکمی از هیچ گونه ماده CFC یا HCFC که موجب تخریب لایه ازن می شوند، استفاده نمی کنند و لذا برای محیط زیست خطری ایجاد نمی نمایند. این موارد باعث می شوند که این باور ایجاد شود چیلرهای خورشیدی به زودی قابل رقابت با چیلرهای تراکمی موجود خواهند شد.

۳-۲-۱ - مدل سازی سیکل جذبی خورشیدی

در شکل زیر، سیکل یک چیلر جذبی تک اثره لیتیم برمایدی، دیده می شود.



شکل ۳-۲ - چیلر جذبی خورشیدی

در چیلر جذبی تک اثره لیتیمی، آب بعنوان مبرد و لیتیم برماید بعنوان جاذب عمل می کند. در ابتدا محلول رقیق آب/لیتیوم برماید توسط پمپ محلول به سمت ژنراتور فرستاده می شود و در این میان جهت پیش گرمایش از یک مبدل حرارتی نیز عبور می کند. محلول بعد از پاشش بر روی لوله های آبگرم ژنراتور و دریافت حرارت در فشاری نزدیک به ۱۰ کیلوپاسکال غلیظ شده و بخشی از مبرد آن

جدا می شود ، مبرد به سمت کندانسور رفته و توسط آب خنک دمایش در فشاری معادل ژنراتور کاهش یافته و تقطیر می شود و با کاهش فشار به سمت اواپراتور می رود . در اواپراتور مبرد بار دیگر اما در فشار پایین و نزدیک به ۱ کیلوپاسکال بدلیل دریافت حرارت از آب سرد ۱ و در دمایی نزدیک به ۶ درجه سانتیگراد بخار می شود و به سمت ابزوربر می رود از طرف دیگر محلول غلیظ بدست آمده از ژنراتور بعد از عبور از مبدل و کمی خنک شدن و افت فشار به سمت ابزوربر بر می گردد و مجددا با ترکیب بخار مبرد در کنار آب برج خنک کن و فشاری معادل فشار اواپراتور محلول رقیق مجددا بدست می آید و عملکرد سیکل ادامه پیدا می کند .

در چیلر جذبی خورشیدی کل یا بخشی از انرژی گرمایی مورد نیاز ژنراتور توسط آبگرم تولیدی کلکتور ها تامین می شود . و مابقی انرژی مورد نیاز توسط سیستم کمکی تامین می شود ، سیستم کمکی می تواند توسط یک هیتر برقی یا کوئل آبگرم توسط یک پکیج تامین شود همچنین برای یکنواختی مصرف انرژی جذب شده تابشی می توان از یک تانک ذخیره آبگرم استفاده نمود. البته در طراحی این سیستم ها مسیر فرعی نیز می بایست در نظر گرفته شود تا در ساعاتی که دمای آبگرم خروجی تانک بیش از مقدار در نظر گرفته شده برای ژنراتور باشد با ترکیب مقداری از آب برگشتی از چیلر این دما تعدیل شود.

۳-۲-۲- روابط حاکم بر سیکل

معادلات اصلی که شامل معادله انرژی و معادله پایستگی جرم میباشد در زیر ارائه شده است

$$\sum (\dot{m}h)_{in} + \sum \dot{Q}_{in} - \sum \dot{Q}_{out} = \sum (\dot{m}h)_{out} + \dot{W} \quad (۱-۲-۳)$$

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۲-۲-۳)$$

$$\sum (\dot{m}x)_{in} = \sum (\dot{m}x)_{out} \quad (۳-۲-۳)$$

فرآیند برگشت پذیر برای سیستم فرآیندی است که قابل بازگشت است و بگونه ای صورت می گیرد که هیچ گونه تغییری در سیستم با محیط برجای نمی گذارد عوامل مختلفی وجود دارند که باعث

این برگشت ناپذیری ها می شوند. همچون اصطکاک، انبساط آزاد، انتقال حرارت بدلیل اختلاف درجه حرارت محدود و ... طبق قانون دوم ترمودینامیک ضریب عملکرد یک سیستم سرمایشی که عبارت است از نسبت برودت تولیدی به حرارت ورودی به آن نمی تواند بی نهایت باشد یا بعبارت دیگر سقفی برای آن وجود دارد. و این امر زمانی رخ می دهد که تمام فرآیندهای موجود در سیکل بصورت بازگشت پذیر باشد. در این حالت $(COP)_{real} < (COP)_{rev}$.

برای یک فرآیند بازگشت ناپذیر (واقعی) میزان تغییرات آنتروپی در این فرآیند که میزان δQ در دمای T وارد حجم کنترل می شود بیشتر از حالت بازگشت پذیر است و بطور کلی برای تمام فرآیندها داریم:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (۴-۲-۳)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (۵-۲-۳)$$

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{gen} \quad (۶-۲-۳)$$

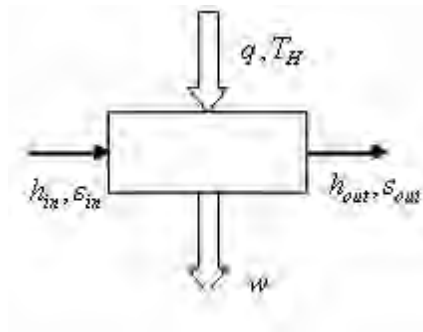
δS_{gen} تولید آنتروپی در فرآیند بدلیل بازگشت ناپذیری است و مجموع تغییر آنتروپی محیط و سیستم می باشد. باتوجه به مورد بحث (چیلر جذبی خورشیدی) که در آن آب، جریان دارد میزان تغییر آنتروپی با درنظر گرفتن قانون گیبس و البته تراکم ناپذیری سیال به صورت زیر بدست می آید.

$$S_2 - S_1 \cong CLn \frac{T_2}{T_1} \quad (۷-۲-۳)$$

با نوشتن قانون دوم ترمودینامیک برای یک حجم کنترل با فرآیند حالت پایدار-جریان پایدار داریم:

$$\sum (\dot{m}S)_{out} - \sum (\dot{m}S)_{in} = \sum \frac{\dot{Q}_{e.v}}{T} + \dot{W} \quad (۸-۲-۳)$$

طبق تعریف به تفاوت میان کار برگشت پذیر و واقعی، برگشت ناپذیری گویند برای یک فرآیند حالت پایدار-جریان پایدار بازگشت ناپذیری برابر است با:



شکل ۳-۴- حجم کنترل برای فرآیند SSSF

$$W_{rev} = T_0(S_{out} - S_{in}) - (h_{out} - h_{in}) + q\left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (۹-۲-۳)$$

$$W = q(h_{out} - h_{in}) \quad (۱۰-۲-۳)$$

$$i = W_{rev} - W = T_0\left[(S_{out} - S_{in}) - \frac{q}{T_H}\right] = T_0\left[\frac{1}{m} \frac{dS_{net/real}}{dt}\right] \quad (۱۱-۲-۳)$$

$$= T_0 S_{gen}$$

بیشترین میزان کار برگشت پذیر زمانی رخ می دهد که جرم خروجی از حجم کنترل در تعادل با محیط باشد. مقدار حداکثر کار برگشت پذیر در واحد جرم جریان (بدون انتقال حرارت اضافی) را اگزرژی یا قابلیت کاردهی گویند.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (۱۲-۲-۳)$$

$$\Delta\psi = (H_{in} - H_{out}) - T_0(S_{in} - S_{out}) \quad (۱۳-۲-۳)$$

و براساس آن بازگشت ناپذیری یا تخریب اگزرژی برابر است با :

$$I_{cv} = \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} + \sum Q_{cv,j} \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W}_{cv} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (۱۴-۲-۳)$$

$$\Delta\psi = (H_{in} - H_{out}) - T_0(S_{in} - S_{out}) \quad (۱۵-۲-۳)$$

برای کلکتور خورشیدی بعنوان بخش مهم سیکل نیز اگزرژی ورودی و خروجی برابر است با:

$$\sum Ex_{in} = EX_{in,f} + EX_r = \dot{m}_f C_f (T_{in,f} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{in,f}}{T_0}) \quad (۱۶-۲-۳)$$

$$- \frac{\dot{m}_f \Delta P_{in}}{\rho} + I_r A_{coll} (1 - \frac{T_0}{T_s})$$

$$\sum Ex_{out} = EX_{out,f} = \dot{m}_f C_f (T_{out,f} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{out,f}}{T_0}) \quad (۱۷-۲-۳)$$

$$- \frac{\dot{m}_f \Delta P_{out}}{\rho}$$

با توجه به معادله (۱۶-۲-۳) و بسط آن برای سیکل چهار سطح حرارتی جذبی شکل (۳-۳) میزان نرخ تولید آنتروپی برابر است با :

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\bar{T}_{abs}} + \frac{\dot{Q}_{con}}{\bar{T}_{con}} - \frac{\dot{Q}_{generator}}{\bar{T}_{generator}} - \frac{\dot{Q}_{evaporator}}{\bar{T}_{generator}} \quad (۱۸-۲-۳)$$

در معادله ۱۸-۲-۳، \bar{T} دمای متوسط آنتروپیک می باشد. و بیانگر دمایی است که انتقال حرارت از منابع خارجی در آن دما صورت می پذیرد. و برای محاسبه آن می توان با تقریب مناسب از رابطه زیر استفاده نمود:

$$\Delta S = \frac{Q}{\bar{T}} \quad (۱۹-۲-۳)$$

با توجه به قانون بقای انرژی برای سیکل جذبی میتوان نوشت :

$$Q_{generator} + Q_{eva} = Q_{abs} + Q_{con} \quad (۲۰-۲-۳)$$

با استفاده از معادله (۱۸-۲-۳) و (۲۰-۲-۳) بازده قانون اول یا ضریب عملکرد برای چیلر جذبی بدست می آید

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{generator}} = \frac{\bar{T}_{eva}}{\bar{T}_{generator}} \left(\frac{\bar{T}_{generator} - \bar{T}_{abs}}{\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{eva}} \right) + \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{Q}_{generator}} \left(\frac{\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{con}}{\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{eva}} \right) \cdot \left(\frac{\bar{T}_{eva}}{\bar{T}_{con}} \right) - \frac{\bar{T}_{abs} \bar{T}_{eva} \sum \dot{S}_{gen}}{(\bar{T}_{abs} - \bar{T}_{eva}) \dot{Q}_{generator}} \quad (۲۱-۲-۳)$$

در رابطه (۲۱-۲-۳) دو ترم اول معرف COP_{rev} می باشد. بازده (قانون اول) کلکتور صفحه تخت که

اغلب مورد استفاده در چیلر جذبی خورشیدی قرار می گیرد به صورت زیر تعریف می شود

$$\eta_{th, coll} = \frac{\dot{m}_{coll} C_f (T_{out, f} - T_{in, f})}{I_r A_{coll}} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_{in, f} - T_0)}{I} \quad (22-2-3)$$

البته فرض ثابت بودن U_L در طی فرآیند تابش فرضی دقیق نمی باشد. بنابراین تغییرات U_L معمولاً به صورت تابعی خطی از $(T_{in, f} - T_0)$ در نظر گرفته و با U'_L نمایش داده شده است.

$$U'_L = U_L + U_{L/T} (T_{in, f} - T_0) \quad (23-2-3)$$

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_{in, f} - T_0)}{I_r} - F_R U_{L/T} \frac{(T_{in, f} - T_0)^2}{I_r} \quad (23-2-3)$$

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(T_{in, f} - T_0)}{I_r} - a_2 \frac{(T_{in, f} - T_0)^2}{I_r} \quad (24-2-3)$$

ضرایب a_0 ، a_1 ، a_2 طبق استانداردهای EN12975، SRCC1955، ISO9806ASHREA2003 برای

هر کلکتور تحت تست بدست می آید. در مدلسازی صورت گرفته این ضرایب به صورت زیر در نظر گرفته شده اند.

$$a_0 = 0.8, a_1 = 3.6(w / m^2 \cdot K), a_2 = 0.01(W / m^2 \cdot K^2)$$

همچنین بازده قانون دوم برای کلکتور و چیلر به صورت زیر تعریف می شود.

$$\eta_{2th} = \frac{\Delta(EX)_{out}}{\Delta(EX)_{in}} \quad (25-2-3)$$

$$\eta_{2th, coll} = \frac{\dot{m}_f C_f (T_{out, f} - T_{in, f}) \ln \frac{T_{out, f}}{T_{in, f}} - \frac{\dot{m}_f \Delta P}{\rho}}{I_r A_{coll} (1 - \frac{T_0}{T_s})} \quad (26-2-3)$$

$$\eta_{2th, chill} = \frac{EX_{18} - EX_{17}}{EX_{11} - EX_{12}} \quad (27-2-3)$$

با توجه به برنامه نوشته شده در محیط نرم افزار EES طبق قوانین اول و دوم با در نظر گرفتن فرضیات (ورودی) مطرح شده در جدول ۴-۱ می توان خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف چیلر را با

در نظر گرفتن فرآیند های پایدار بدست آورد. در این برنامه برای بیان خواص محلول LiBr از نتایج مطالعه کیتا استفاده شده است. برای به دست آوردن دبی عبوری از کلکتور از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\dot{m}_{opr} = \left[\frac{A_{coll}^2 U_L F'^2 [I_r - U_L (T_{in,f} - T_0)] \cdot (1 - T_0) / T_{in,f}}{I_r \cdot A_{coll}} \right]^{0.25} \quad (28-2-3)$$

$$C_{fr} = 8f_r L / \rho^2 \pi^2 D^5 \quad (29-2-3)$$

سهم خورشیدی یکی از پارامترهای مهم در تشریح سیستم های خورشیدی است و بنا بر تعریف درصدی از انرژی کل مورد نیاز سیستم است که توسط بخش خورشیدی تامین می شود. مشخصا برای چیلر جذبی خورشیدی داریم:

$$S.F = \frac{Q_{generator} - Q_{AUX}}{Q_{generator}} \quad (30-2-3)$$

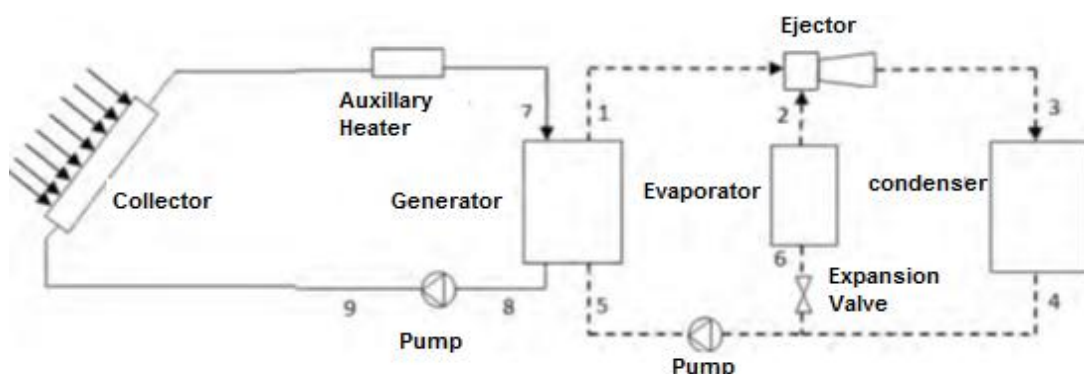
پارامتر مهم دیگر نسبت حرارتی سیستم یا ضریب عملکرد کل می باشد.

$$STR = \frac{\dot{Q}_{evaporator}}{I_r A_{coll}} = COP \times \frac{1}{S.F} \times \eta_{th,coll} \quad (31-2-3)$$

۳-۳- مدل سازی سیکل تبرید اجکتوری خورشیدی

سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی به سبب ویژگی‌های مهمی چون سادگی طرح، امکان تامین غالب انرژی مورد نیاز از منبع گرمایی و تابش خورشید و عدم دارا بودن عضو متحرک که سبب کاهش هزینه‌های نگهداری می‌شود، موجب جلب نظر پژوهشگران شده است.

طرح سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی در شکل (۴-۱۳) ارائه شده است. سیستم شامل دو سیکل است. سیکل تامین انرژی که از طریق تابش خورشیدی و گرمکن کمکی انرژی مورد نیاز را تامین میکند و سیکل تبرید اجکتوری که اجزای آن در شکل (۴-۱۳) مشخص است. در سیکل انرژی آب به عنوان مبرد با جذب انرژی خورشیدی در کلکتور دمای آن بالا رفته و کسری انرژی خود را از طریق یک گرمکن کمکی جبران کرده و در یک مبدل حرارتی با تبادل گرمایی با مبرد سیکل تبرید که R141 می‌باشد رخ می‌دهد. مبرد وارد اجکتور شده و با ایجاد افت فشار باعث کاهش دما در اواپراتور شده و پس از تر کیب با مبرد خروجی از اواپراتور وارد کندانسور می‌شود. پس از خروج از کندانسور، مبرد مایع شده به شاخه تقسیم شده، قسمتی به اواپراتور برمیگردد و شاخه دیگر به مبدل حرارتی برای جذب مجدد انرژی حرارتی می‌رود و سیکل کامل می‌شود. برای فهم بهتر موضوع، توضیح کامل تر در زیر ارائه شده است



شکل ۳-۵- طرح شماتیک سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی

۱- در شکل ۴-۱۴ ساختار یک اجکتور با نشانه های عددی و متغیرهای متناظر سرعت و فشار در امتداد اجکتور نشان داده شده اند. اصول کاری اجکتور در سیستم سرمایش میتواند به این صورت تعمیم داده شود: بخار پرفشار از ژنراتور (P_g)، یا همان جریان اولیه، در نازل ۱ شتاب میگیرد و منبسط میشود. با سرعت فراصوت از نازل خارج شده و فشار پایین دستی (P^*) را بوجود می آورد. در نتیجه جریان ثانویه با فشار P_e از اوپراتور به سمت محفظه مکش و با سرعت فزاینده ای به سمت جریان اولیه حمل میشود. جریان اولیه ی موجود در خارج از خروجی نازل، به دلیل اختلاف بسیار زیاد سرعت، بلافاصله با جریان ثانویه مخلوط نخواهد شد. این دو جریان در محفظه ی اختلاط شروع به مخلوط شدن میکنند (۲) جریان اولیه با شتاب منفی و جریان ثانویه با شتاب مثبت تغییر سرعت میدهند تا زمانی که کاملاً در هم آمیخته شوند. در انتها یک شوک تراکمی نرمال موجب کاهش ناگهانی سرعت از فراصوت به فروصوت خواهد شد. بقیه ی فرآیند بازیابی فشار و کاهش سرعت در دیفیوزر اتفاق خواهد افتاد و نهایتاً جریان به کندانسور تخلیه خواهد شد. [۲۱]

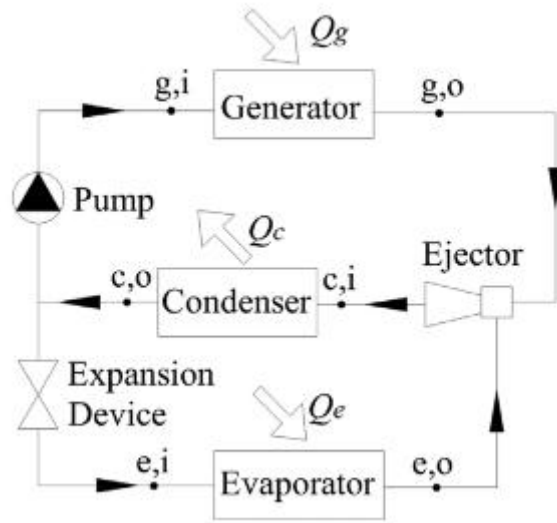
۲- فرضیات زیر برای ساده سازی تحلیل در نظر گرفته شده اند:

۱. جریان داخل اجکتور پایا و تک بعدی است. دیواره های اجکتور آدیاباتیک در نظر گرفته میشوند.

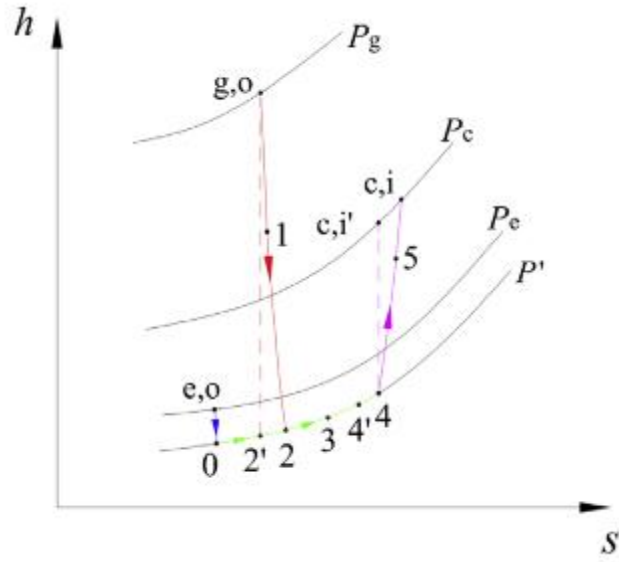
۲. جریان های اولیه و ثانویه، جریان های اشباع هستند و سرعت های آنها قبل از ورود به اجکتور قابل نظر کردن است. همچنین از سرعت جریان مخلوط شده ای که از اجکتور خارج میشود، صرف نظر شده است.

۳. همه ی اتلاف جریان با اعمال ضرایب آیزنتروپیک نازل، دیفیوزر و محفظه ی اختلاط در نظر گرفته شده است.

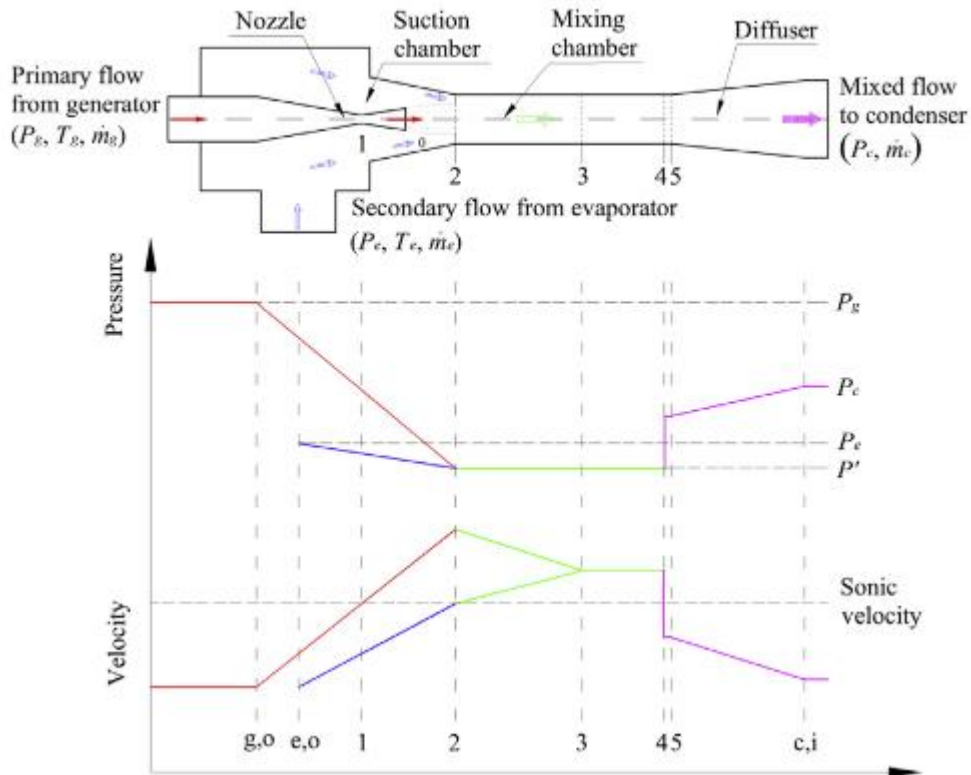
بر اساس فرضیات فوق، نمودار آنتالپی-انتروپی یک اجکتور در شکل ۳ نشان داده شده است، که اعداد این نمودار با اعداد شکل ۴-۱۵. متناظرند. لازم به ذکر است که در شکل ۳ خط چین $g,0-2'$ فرآیند ایده آل در نازل را نشان میدهد در حالیکه که خط چین $g,0-2$ فرآیند واقعی با در نظر گرفتن η_n را نشان میدهد. بطور مشابه، $4'$ و 4 ، C, i' نماینده ی نقاط پایانی فرآیند ایده آل در محفظه ی اختلاط و دیفیوزر و 4 و C, i نشان دهنده ی نقاط پایانی با در نظر گرفتن ضرایب η_m و η_d در فرآیند واقعی است. فشار P' فشار مخلوط است که از فشار جریان ثانویه P_e کمتر است. خط $e,0-0$ نشاندهنده ی فرآیند جاروب کردن جریان ثانویه از اوپذاتور به اجکتور است



شکل ۳-۶ سیکل تبرید اجکتوری



شکل ۳-۷ نمودار آنتروپی-آنتالپی اجکتور



شکل ۳-۸ نمودار تغییرات فشار و سرعت در اجکتور

معادلات حاکم

از موازنه انرژی و با فرضیات مطرح شده در بالا سرعت خروجی از نازل مطابق با معادله ۴-۳۵ محاسبه میگردد که در آن آنتالپی در ۲' از خواص معادله ۴-۳۶ محاسبه میگردد

$$u_2 = \sqrt{2\eta_n(h_{g,o} - h_{2'})} \quad (۱-۳-۳)$$

$$h_{2'} = f(P', s_{g,o}) \quad (۲-۳-۳)$$

بازده نازل بصورت معادله ۴-۳۷ تعریف میگردد :

$$\eta_n = \frac{h_{g,o} - h_2}{h_{g,o} - h_{2'}} \quad (۳-۳-۳)$$

علاوه بر این، انبساط سیال محرک در نازل توسط عدد ماخ به صورت معادله ۴-۳۸ تعریف میگردد.

[۲۸]

$$M_{g2} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{k-1} \left[\left(\frac{P_g}{P'} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (4-3-3)$$

از موازنه انرژی و با فرضیات مطرح شده سرعت خروجی سیال ثانویه مطابق با پایین محاسبه میگردد. باید توجه داشت با توجه به سرعت پایین سیال ثانویه، افت‌ها بسیار کم میباشند و میتوان این فرایند را آیزنتروپیک فرض کرد:

$$u_0 = \sqrt{2(h_{e,o} - h_0)} \quad (5-3-3)$$

$$h_0 = f(P', s_{e,o}) \quad (6-3-3)$$

به طور مشابه عدد ماخ سیال ثانویه در حالت مقطع ۲ بصورت زیر تعریف میگردد:

$$M_{e2} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_{e,o}}{P'} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (7-3-3)$$

سیال اصلی (محرک) و سیال ثانویه تا قبل از ایجاد شوک در محفظه اختلاط کاملاً با یکدیگر مخلوط شده و با استفاده از موازنه مومنتم خواهیم داشت [۲۹]

$$u_{4'} = \frac{u_2 + \mu u_0}{1 + \mu} \quad (8-3-3)$$

که μ نسبت حمل اجکتور میباشد و بصورت نسبت جرمی سیال ثانویه (سیال خروجی از اواپراتور) به سیال اصلی تعریف میگردد. با استفاده از تعریف بازده اختلاط مقدار سرعت در فرآیند واقعی بصورت زیر محاسبه میگردد.

$$\eta_m = \frac{u_4^2}{u_{4'}^2} \quad (9-3-3)$$

$$u_4 = u_{4'} \sqrt{\eta_m} = \frac{u_2 + \mu u_0}{1 + \mu} \sqrt{\eta_m} \quad (10-3-3)$$

$$h_4 = \frac{h_{g,o} + \mu h_{e,o}}{1 + \mu} - \frac{u_4^2}{2} \quad (11-3-3)$$

$$(12-3-3)$$

$$s_4 = f(P', h_4)$$

عدد (۱۳-۳-۳)

ماخ

بحرانی در نقطه ۴ بصورت تابعی از عدد ماخ بحرانی سیال اولیه و سیال ثانویه در نقطه ۲ بصورت زیر تعریف میشود :

$$M_4^* = \sqrt{\eta_m} \frac{(M_{g2}^* + \mu M_{e2}^* \sqrt{T_e/T_g})}{\sqrt{(1+\mu)(1+\mu T_e/T_g)}} \quad (14-3-3)$$

رابطه میان عدد ماخ و عدد ماخ بحرانی مطابق زیر تعریف میگردد :

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(k+1)}{M^2(k-1)+2}} \quad (15-3-3)$$

لذا با نوشت دوباره معادله بال برای عدد ماخ در نقطه ۴ بصورت زیر تعریف میشود

$$M_4 = \sqrt{\frac{2M_4^{*2}}{(k+1) - M_4^{*2}(k-1)}} \quad (16-3-3)$$

از آنجا که سرعت سیال خروجی از اجکتور کم و قابل صرف نظر کردن میباشد ، با استفاده از موازنه انرژی آنتالپی سیال در ورودی کندانسور بصورت زیر تعریف میشود.

$$h_{c,i} = h_4 + \frac{u_4^2}{2} \quad (17-3-3)$$

$$h_{c,i} = h_4 + \frac{h_{c,i} - h_4}{\eta_d} \quad (18-3-3)$$

$$(19-3-3)$$

$$h_{c,i} = f(P_c, s_4)$$

که در آن بازده دفیوزر بصورت زیر تعریف میشود :

$$\eta_d = \frac{h_{c,i} - h_4}{h_{c,i} - h_4} \quad (20-3-3)$$

از بازنویسی معادلات ارائه شده بر حسب ضریب حمل ، نسبت ضریب حمل مطابق زیر بدست میاید

$$\mu = \frac{\sqrt{2\eta_n(h_{g,o} - h_2)} - \sqrt{2(h_{c,i} - h_4)/(\eta_d\eta_m)}}{\sqrt{2(h_{c,i} - h_4)/(\eta_d\eta_m)} - \sqrt{2(h_{e,o} - h_0)}} \quad (21-3-3)$$

باید توجه داشت که در دفیوزر یک شوک نرمال به وقوع می پیوندد که اثر افت آن در بازده دفیوزر

خلاصه میگردد. در اثر شوک نرمال به وجود آمده فشار افزایش یافته و سرعت کاهش می یابد. لذا عدد ماخ در مقطع ۵ مطابق زیر محاسبه میگردد

$$M_5 = \sqrt{\frac{M_4^2 + 2/(k-1)}{2kM_4^2/(k-1) - 1}} \quad (22-3-3)$$

$$\frac{P_5}{P_4} = \frac{1 + kM_4^2}{1 + kM_5^2} \quad (23-3-3)$$

بازیابی بیشتر فشار پس از شوک نرمال در ادامه دفیوزر مطابق زیر محاسبه مشود.

$$\frac{P'_c}{P_5} = \left[\frac{(k-1)}{2} M_5^2 + 1 \right]^{k/(k-1)} \quad (24-3-3)$$

باید توجه داشت که P'_c فشار محاسبه شده در انتهای اجکتور میباشد که میبایست با فشار کندانسور مقایسه شود. لذا در برنامه حل معادلات نیازمند به دو حلقه تکرار میباشیم در یکی برای نسبت حمل و دیگری برای فشار کندانسور.

ضریب عملکرد COP بصورت نسبت ظرفیت سرمایش به گرمای مورد نیاز چرخه و همچنین برق مورد نیاز برای پمپها در نظر گرفته میشود.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_{pump}} = \mu \frac{h_{e,o} - h_{e,i}}{h_{g,o} - h_{c,o}} \quad (25-3-3)$$

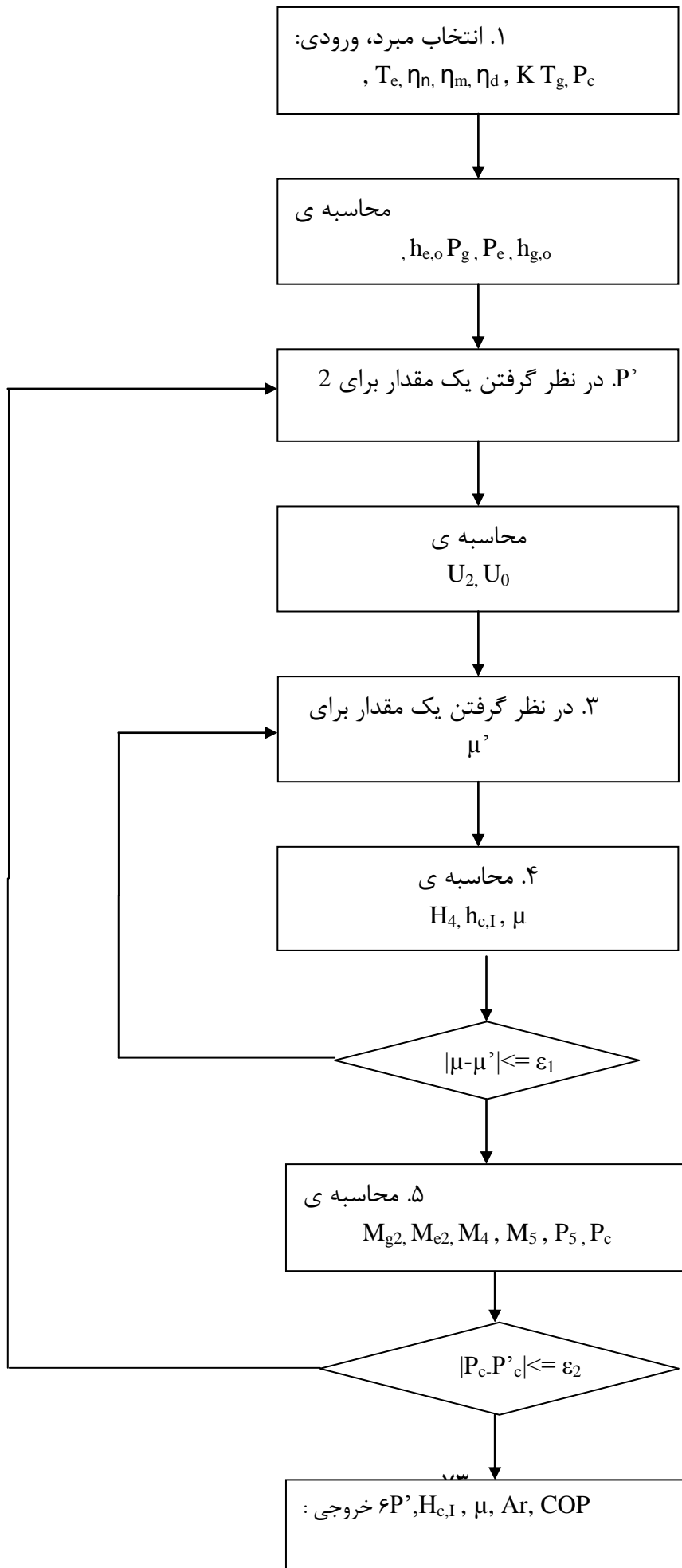
که در اینجا از کار پمپ صرف نظر شده است.

روند محاسبات

برای محاسبه ی COP سیستم، به یک پروسه ی محاسباتی با مرحله تکرار برای محاسبه ی ضریب حمل و آنتاپی خروجی از دیفیوزر اجکتور نیاز داریم. برنامه ی محاسباتی با استفاده از نرمافزار EES نوشته شده است. فلوجارت پروسه ی محاسباتی در پایین نشان داده شده است. این فلوجارت شامل گام های زیر است:

۱. انتخاب سیال عامل و شرایط کاری، محاسبه ی خواص سیال در شرایط اشباع متناظر، وارد کردن ضرایب اجکتور و نسبت ظرفیت حرارتی.
۲. تخمین یک فشار اولیه در خروجی نازل، حل معادلات برای بدست آوردن U_2 و همزمان حل معادلات برای محاسبه ی U_0

۳. در نظر گرفتن یک مقدار اولیه برای μ استفاده از معادلات برای محاسبه h_4 و U_4 و $h_{c,i}$ به این ترتیب μ میتواند از معادله‌ی بدست آید.
۴. μ محاسبه شده با مقدار اولیه μ مقایسه میشود. اگر اختلاف این دو قابل قبول باشد الگوریتم ادامه پیدا میکند، در غیر اینصورت یک μ جدید در نظر گرفته شده و مرحله ۳ تکرار میشود.
۵. فشار خروجی اجکتور P'_c با ترکیب معادلات محاسبه میشود. این مقدار محاسبه شده با فشار ورودی کندانسور P_c مقایسه میشود. یک مقدار جدید برای P' تخمین زده شده و گام های قبلی تکرار میشوند تا مقدار دلخواه P'_c بدست آید.



۴- فصل چهارم نتایج شبیه‌سازی سیکل‌های سرمایه‌اش خورشیدی جذبی و اجکتوری

در این فصل سیکل‌های تبرید جذبی خورشیدی و سیکل اجکتوری خورشیدی به لحاظ فنی و اقتصادی بررسی خواهد گردید. در این قسمت مشخصات مربوط به هر سیکل بیان شده و نمودارهای مربوط به تاثیرات عوامل مختلف بر پارامترهایی نظیر ضریب عملکرد و بازده انرژی بیان شده است.

۴-۱- طرح سیستم

در این پایان‌نامه هدف طراحی یک سیستم خورشیدی برای یک ساختمان اداری با زیربنای ۱۳۰۰ متر مربع و با فضای ۱۳۰۰ متر مربع و با فضای مفید تهویه شده ۸۹۴ متر مربع در شهر تهران است. ساعات کاری این مجموعه از ۸ صبح تا ۵ بعداز ظهر است که سیستم سرمایشی یک ساعت زودتر و قبل از حضور کارکنان شروع به کار خواهد کرد. مدت زمان کارکرد سیستم برای ۵ ماه سال طی روزهای ۱۵ اردیبهشت تا ۱۵ مهرماه در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به داده‌های سازمان ناسا در سال ۲۰۱۴ میلادی شرایط زیر برای شهر تهران در نظر

گرفته خواهد شد [۲۰]:

- عرض جغرافیایی: ۳۵/۷ شمالی
- طول جغرافیایی: ۵۱/۴ شرقی
- ارتفاع از سطح دریا: ۱۲۱۹ متر
- دمای خشک تابستانی: ۳۷ درجه
- دمای مرطوب تابستانی ۲۳ درجه سانتی‌گراد
- رطوبت نسبی سالیانه ۴۰ درصد

- سرعت متوسط باد: ۵/۳ متر بر ثانیه

محاسبه بار سرمایشی

برآورد بار سرمایشی توسط نرم افزار

برآورد بار سرمایشی این پروژه توسط نرم افزار (Hap Carrier ۴,۳) که یکی از رایج ترین نرم افزارهای محاسبه و شبیه سازی انرژی و بار حرارتی و برودتی ساختمان ها می باشد صورت گرفته است .

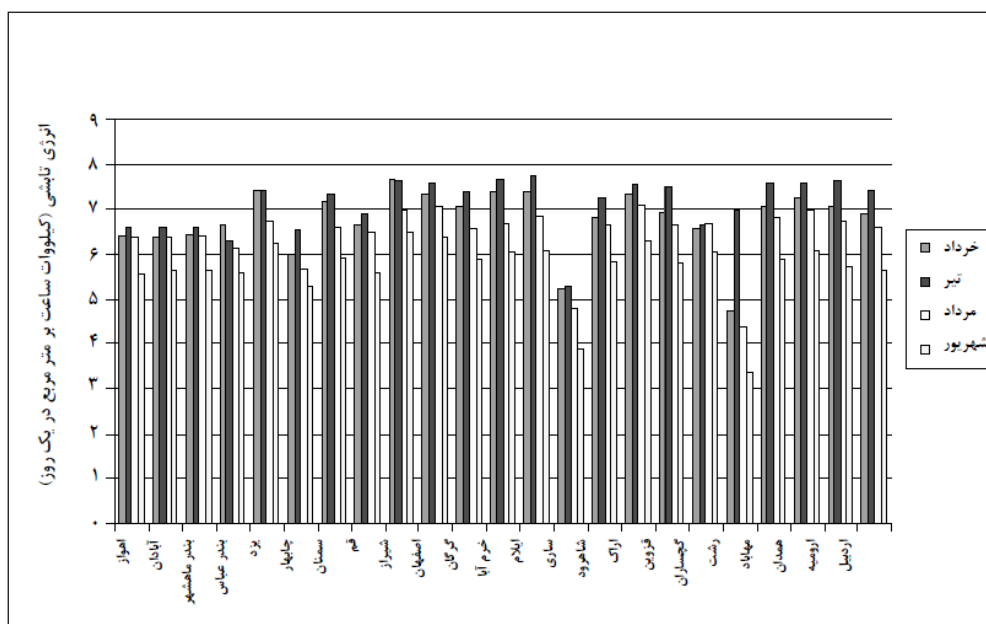
جدول ۱-۴ نتایج بار برودتی ساختمان فوق را نشان می دهد که با احتساب ۱۰% ضریب اطمینان توسط نرم افزار، بار برودتی ساختمان ۱۴۵,۵ کیلو وات به ازای ۸۹۴ متر مربع فضای مفید تهویه شده است.

DESIGN COOLING			
COOLING DATA AT Jul 1500			
COOLING OA DB / WB 38.95 °C / 23.9 °C			
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	486 m ²	60905	-
Wall Transmission	1401 m ²	9798	-
Roof Transmission	894 m ²	6760	-
Window Transmission	485 m ²	14582	-
Skylight Transmission	9 m ²	30	-
Door Loads	13 m ²	571	-
Floor Transmission	1120 m ²	4	-
Partitions	1737 m ²	-4245	-
Ceiling	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	21364 W	21364	-
Task Lighting	4512 W	4512	-
Electric Equipment	10536 W	10536	-
People	114	7533	4011
Infiltration	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0
Safety Factor	10% / 10%	13235	401
>> Total Zone Loads	-	145585	4412
>> Total System Loads	-	145585	4412

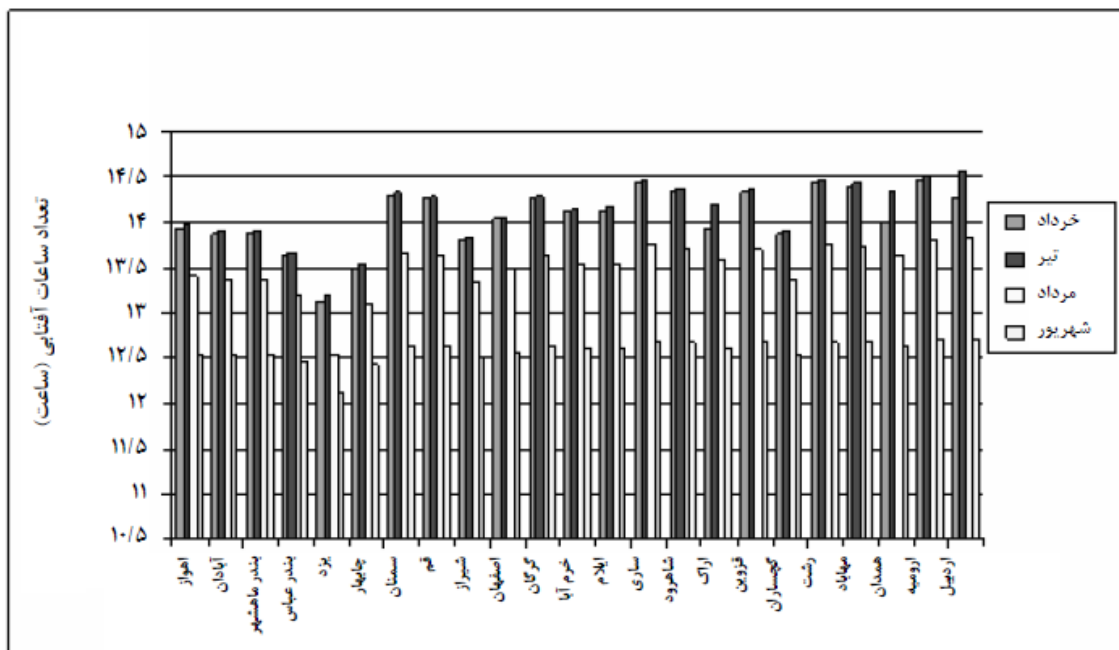
جدول ۱-۴ محاسبه بار سرمایشی ساختمان

۴-۱-۱- محاسبه پتانسیل جذب انرژی تابشی در ایران

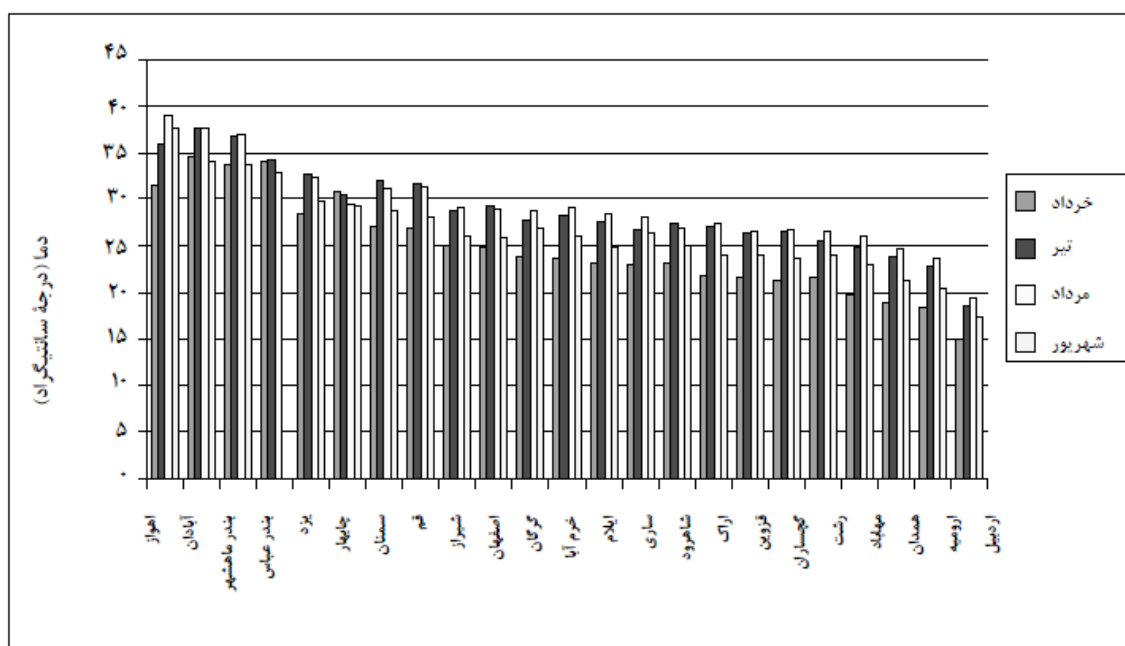
ابتدا با استفاده از اطلاعات هواشناسی که مقدار تابش را در هر منطقه برحسب $\text{KWh/m}^2.\text{day}$ و همچنین تعداد ساعات آفتابی را در هر روز ارائه می دهند، مقدار انرژی خورشیدی تابیده به هر منطقه برحسب KW/m^2 محاسبه گردیده و با داشتن دمای هوا و مقدار تابش به دست آمده، بازدهی کلکتورهای خورشیدی قابل محاسبه خواهد شد، اطلاعات استفاده شده در این پژوهش به صورت نمودارهای ۴-۲ تا ۴-۴ ارائه شده اند:



شکل ۴-۲ متوسط ماهیانه انرژی تابشی رسیده به شهرهای مختلف ایران



شکل ۱۴-۳- متوسط ماهیانه تعداد ساعات آفتابی در هر روز در شهرهای مختلف ایران



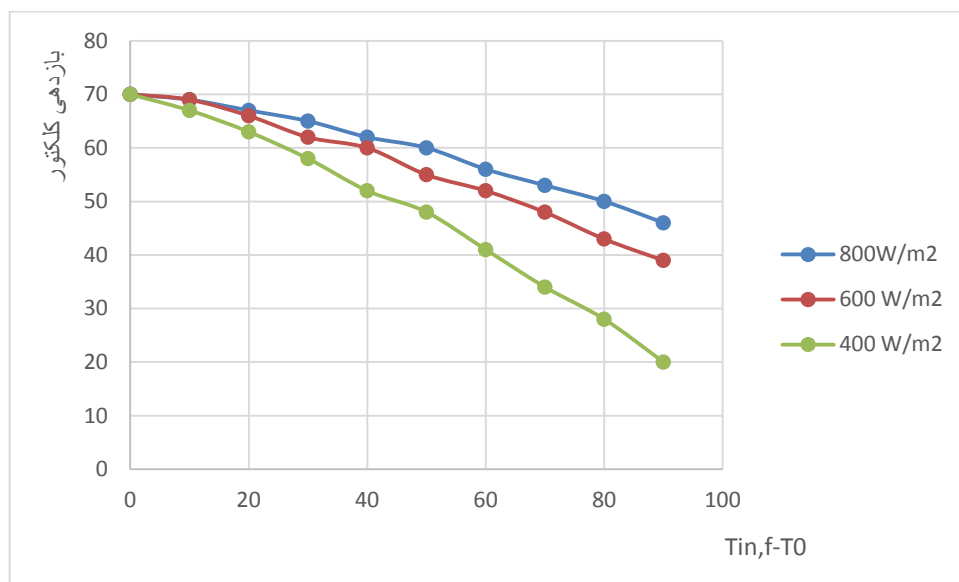
شکل ۱۴-۴- متوسط ماهیانه دما در شهرهای مختلف ایران

مشخص است که در تیرماه تعداد ساعات آفتابی بیشتر و در نتیجه، میزان انرژی دریافتی از خورشید نیز ماکزیمم است ولی دمای هوا در مرداد ماه بالاتر است. این دو، یعنی، دمای بالا و تابش زیاد، دو

عامل مطلوب در بهبود بازدهی کلکتور هستند.

۴-۲- بازده کلکتور خورشیدی

نسبت گرمای داده شده به آب به میزان تابش رسیده به سطح کلکتور، به عنوان بازدهی کلکتور خورشیدی تعریف می‌شود. از آنجائی که با افزایش دمای محیط و نیز کاهش دمای آب موجود در کلکتور تلفات حرارتی، کاهش می‌یابد، بازدهی کلکتور با افزایش دمای محیط و کاهش دمای متوسط آب، افزایش خواهد یافت.



شکل ۴-۵ بازدهی کلکتور بر حسب اختلاف دمای متوسط آب و دمای محیط

همان‌طور که در شکل ۴-۵ دیده می‌شود، با افزایش تابش خورشیدی راندمان افزایش می‌یابد. همچنین افزایش درجه حرارت موجب کاهش راندمان کلکتور در هر اندازه تابش خورشیدی می‌شود.

۴-۳- نتایج شبیه‌سازی سیکل

با توجه به مطالبی که در این فصل در مورد سیکل جذبی خورشیدی بیان شد و شبیه‌سازی سیکل ارائه شده در این فصل نتایج زیر به دست آمده است:

جدول ۴ اطلاعات ورودی برنامه

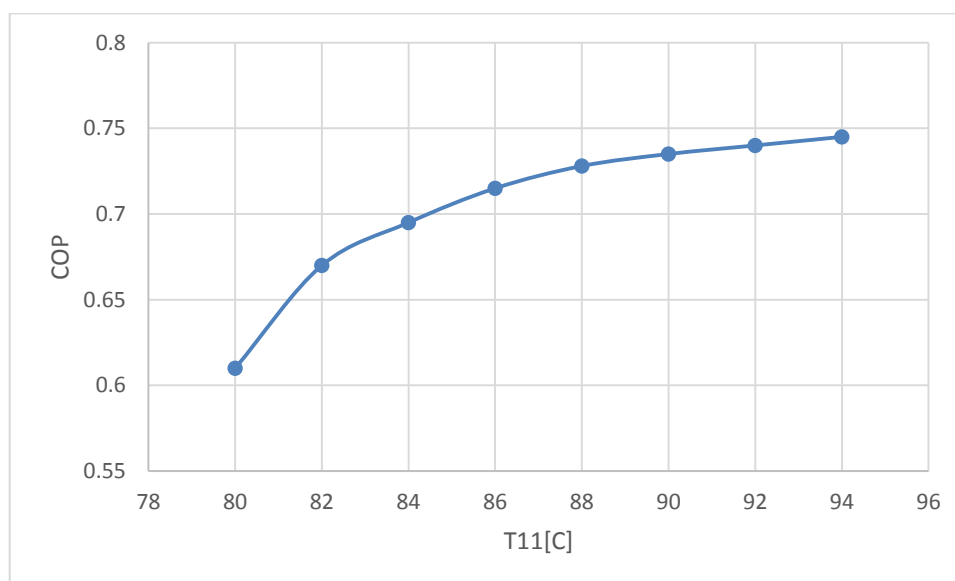
T ₁₁	T ₁₂	T ₁₂	T ₁₆	T ₁₇	T ₁₈	Q _{eva}	$\epsilon_{S.H.X}$
85C	74.9 C	29.5 C	35C	12.5C	7C	17.5 KW	0.52

جدول ۴-۲- نتایج به دست آمده از نرم افزار EES برای سیکل جذبی خورشیدی

شماره	T [C]	P [Kpa]	\dot{m} kg/s	H [Kj/kg]	S Kj/kg.K	EX (KW)
۱	۳۵,۲۹	۰,۹۲۳	۰,۱۰۱۱	۸۵,۲۲	۰,۲۲۶۲	۲,۴۸۹
۲	۳۵,۲۹	۶,۵۹۴	۰,۱۰۱۱	۸۵,۲	۰,۲۲۶۲	۲,۴۸۹
۳	۵۶,۰۳	۶,۵۹۴	۰,۱۰۱۱	۱۲۷,۹	۰,۳۵۹۵	۲,۷۸۳
۴	۸۱,۰۴	۶,۵۹۴	۰,۰۹۳۶۷	۱۹۳,۹	۰,۴۷۲۷	۵,۶۱۵
۵	۵۷,۲۵	۶,۵۹۴	۰,۰۹۳۶۷	۱۴۷,۸	۰,۳۳۵۱	۵,۰۸۴
۶	۵۷,۲۵	۰,۹۲۲	۰,۰۹۳۶۷	۱۴۸	۰,۳۳۵	۵,۰۸۴
۷	۶۸,۵	۶,۵۹۴	۰,۰۰۷۴۴	۲۶۲۸.	۸,۴۸۶	۰,۴۸۹
۸	۳۷,۹	۶,۵۹۴	۰,۰۰۷۴۴	۱۵۸,۷	۰,۵۴۴۱	۰,۰۰۳
۹	۵,۸	۰,۹۲۲	۰,۰۰۷۴۴	۱۵۹	۰,۵۷	-۰,۰۵۵
۱۰	۶	۱	۰,۰۰۷	۲۵۱۱	۹,۰۰۳	-۱,۵۷
۱۱	۸۵.	۱۰۱	۱,۰۶۳	۳۵۶.	۱,۱۷	۱۹,۹
۱۲	۷۹,۴	۱۰۱	۱,۰۶۳	۳۳۲,۶	۱,۱۱	۱۶,۳
۱۳	۲۹,۵	۱۰۱	۱,۸۱۲	۱۲۳,۴	۰,۴۵۰۳	۰,۱۷۹۹
۱۴	۳۲,۵۹	۱۰۱	۱,۸۱۲	۱۳۶,۶	۰,۴۸۰۹	۰,۲۵۹۲
۱۵	۳۳	۱۰۱	۱,۸۱۲	۱۳۶,۶	۰,۴۸۰۹	۰,۲۵۹۲

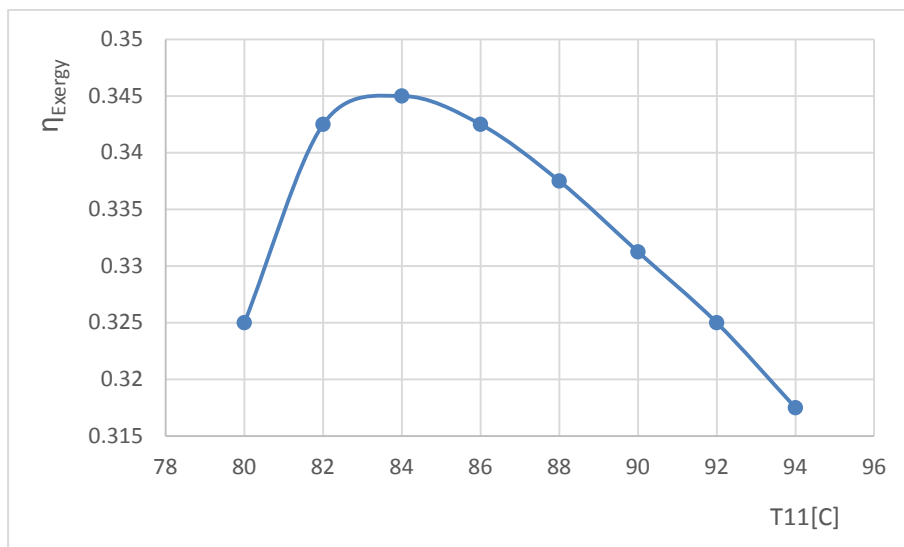
۱۶	۳۵.	۱۰۱	۱,۸۱۲	۱۴۶,۷	۰,۵۰۴۹	۰,۴۸۵
۱۷	۱۳	۱۰۱	۰,۷۵۹۶	۵۲,۵۵	۰,۱۸۷۸	۱,۷۴۴
۱۸	۷	۱۰۱	۰,۷۵۹۶	۲۹,۵۱	۰,۱۰۶۳	۲,۹۹۷

همچنین نمودارهای زیر از این تحلیل به دست آمده است:



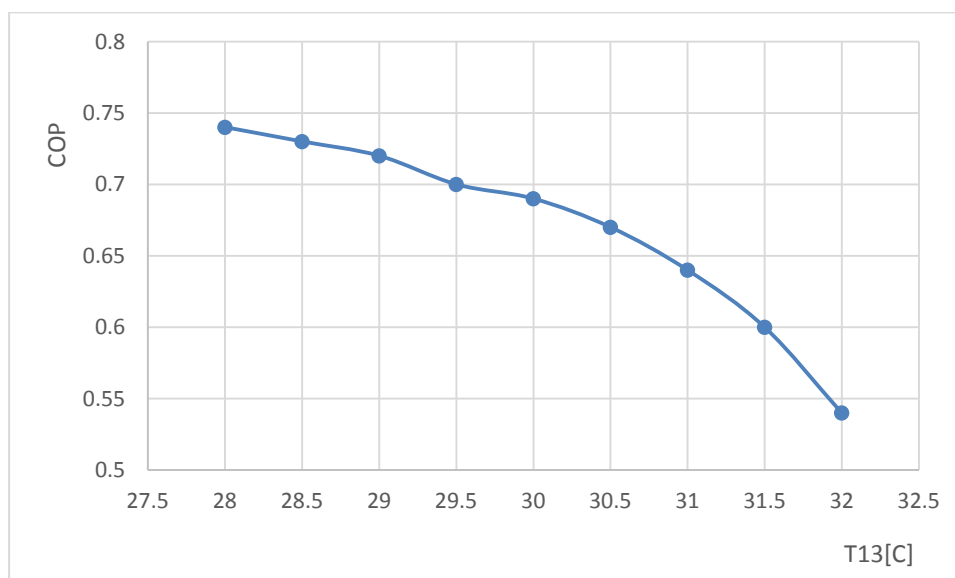
شکل ۱۴-۶- تاثیر دمای آبگرم ورودی بر ضریب عملکرد

همان‌طور که در شکل ۴-۶ نشان داده شده است، هرچه دمای آب خروجی از ژنراتور بیشتر شود، ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. همچنین میزان این تغییرات نیز محسوس است. به ازای تغییر ۱۵ درجه‌ای دمای آب، ضریب عملکرد نیز به مقدار ۰/۱۵ افزایش می‌یابد.



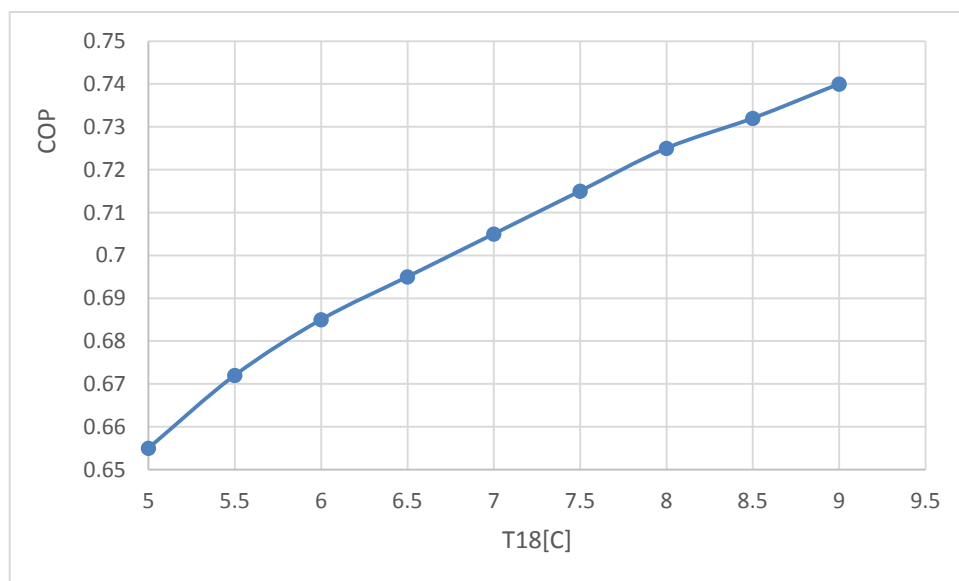
شکل ۴-۷- تاثیر دمای آبگرم ورودی بر بازده انرژی

بازده انرژی نیز با افزایش دمای آب ورودی به ژنراتور (خروجی هیتر) ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. با توجه به نمودار فوق، دمای بهینه آب گرم ورودی ۸۴ درجه سانتی‌گراد خواهد بود. تغییرات بازده انرژی به ازای تغییر ۴ درجه از ۸۰ تا ۸۴ درجه سانتی‌گراد ۰/۲ درصد است. بنابراین این پارامتر تاثیر محسوسی بر بازده انرژی نخواهد داشت.



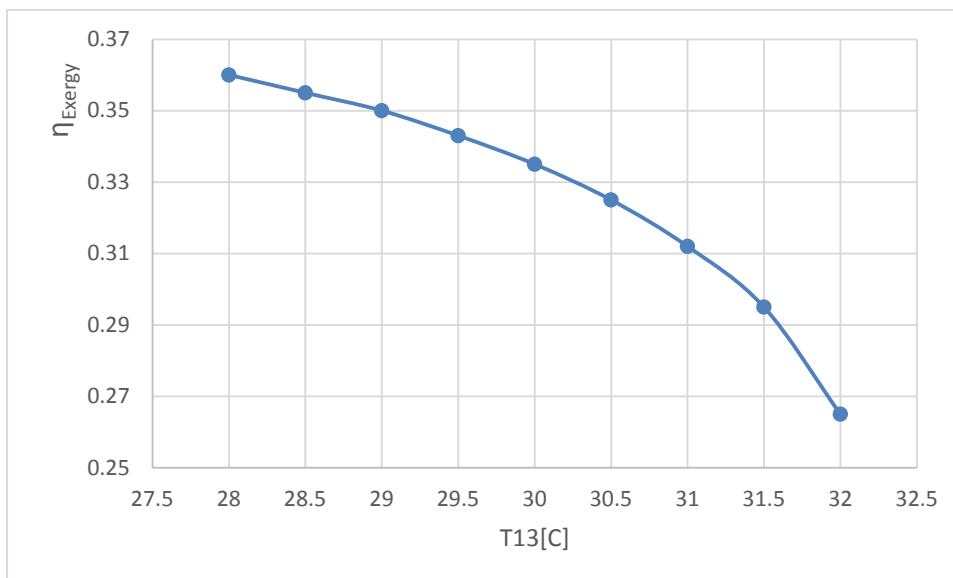
شکل ۴-۸- تاثیر دمای آب ورودی از برج خنک کن بر ضریب عملکرد

با توجه به نمودار ۴-۸، هرچه دمای آب خروجی برج خنک کن افزایش یابد، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد که امری معقول و منطقی است. زیرا وظیفه برج خنک کن، خنک سازی آب خروجی از کندانسور است و هرچه کاهش دمای آب کمتر شود، ضریب عملکرد برج خنک کن کاهش می‌یابد. به ازای افزایش دما به مقدار ۴ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد به میزان ۰/۲ کاهش می‌یابد. بنابراین دمای آب خروجی از برج خنک کن، تاثیر بسیاری بر ضریب عملکرد دارد.



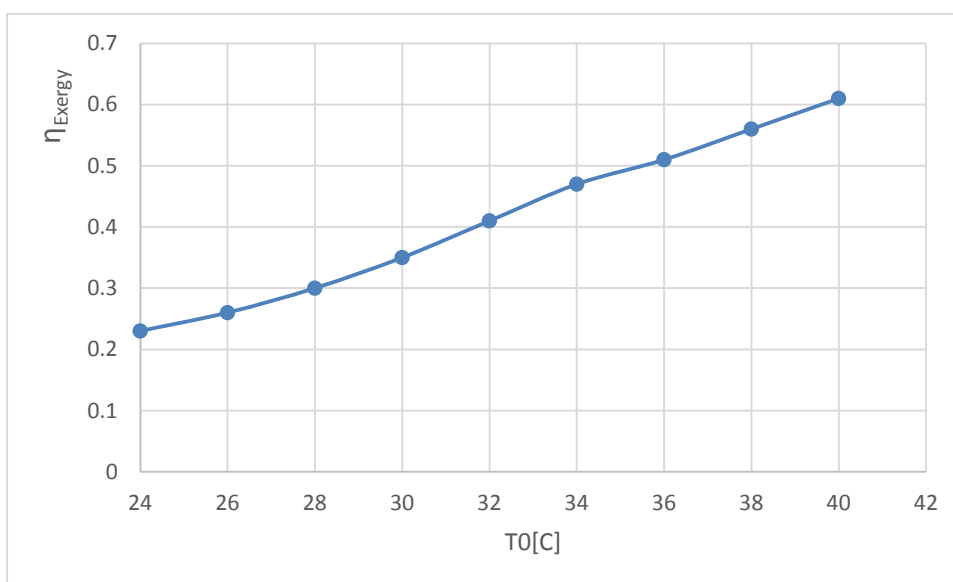
شکل ۹-۱۴- تاثیر دمای آب سرد خروجی از اواپراتور بر ضریب عملکرد

با توجه به شکل ۴-۹، ضریب عملکرد با افزایش دمای خروجی اواپوریتور افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۱۰- تاثیر دمای آب ورودی از برج خنک کن بر بازده انرژی

هرچه دمای ورودی به برج خنک کن بیش تر باشد، توان کاهش دما توسط برج خنک کن کمتر شده و بنابراین راندمان کل سیستم کاهش می یابد. این پارامتر بر روی راندمان تاثیر به سزایی دارد. چرا که در یک افزایش دمای ۴ درجه ای، راندمان حدود ۱۰ درصد کاهش می یابد.



شکل ۴-۱۱- تاثیر دمای محیط بر بازده انرژی

در شکل ۴-۱۱، نمودار تاثیر دمای محیط بر بازده انرژی دیده می شود. واضح است که هرچه دمای

محیط بالاتر می‌رود، بازده سیستم افزایش می‌یابد. همچنین به ازای افزایش ۱۶ درجه‌ای دما، بازده ۰/۳۵ افزایش دارد که نشان‌دهنده آن است که دمای هوای ورودی مهمترین عامل تاثیرگذار بر بازده سیستم جذبی خورشیدی می‌یابد.

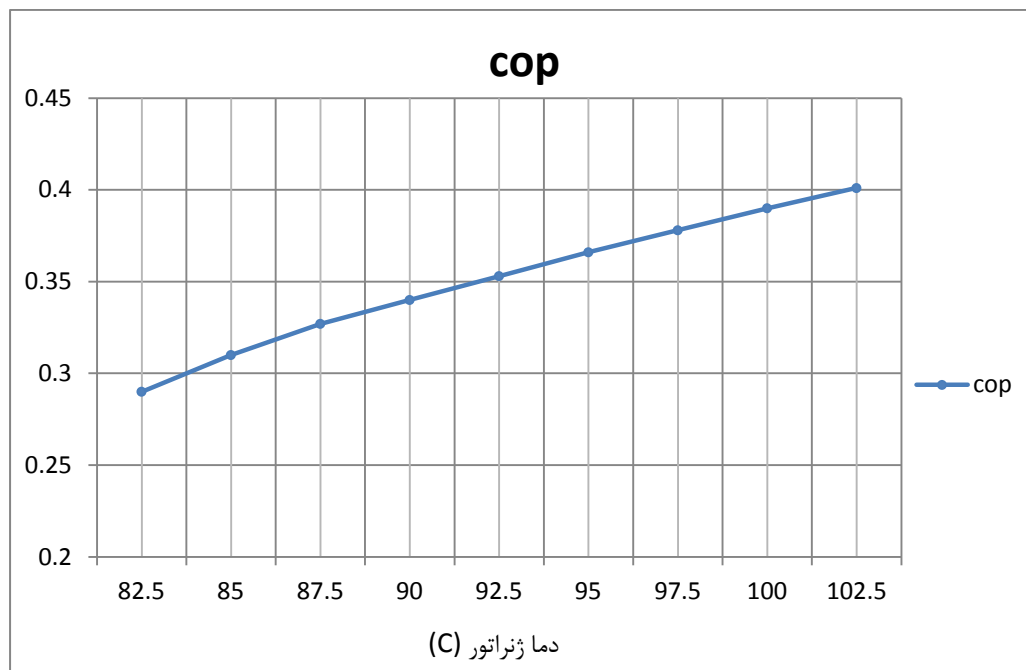
۴-۴- نتایج شبیه‌سازی سیکل اجکتوری

در جدول زیر نتایج شبیه‌سازی انجام شده در EES ارائه گردیده است.

جدول ۴-۲ نتایج سیکل اجکتوری به دست آمده از نرم افزار EES

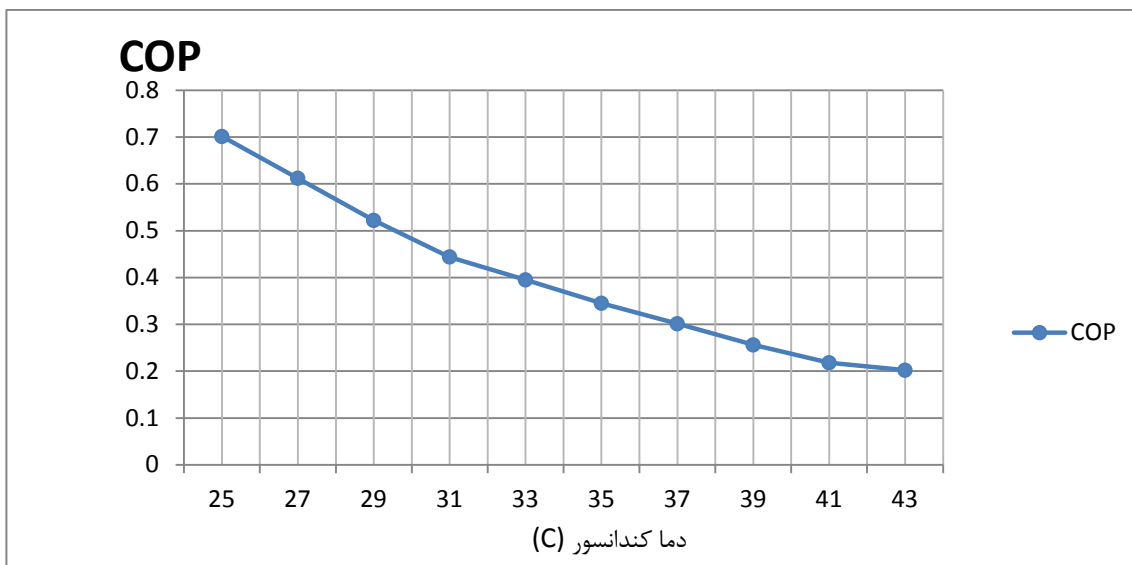
نقاط	دما	H(Kj/Kg)	P(Kpa)
۱	80	331	422
۲	10	284	43.44
۳	40	304	132
۴	30	74	94.16
۵	30	74	94.16
۶	10	50	43.44
۷	85	335	477
۸	75	328	371
۹	10	328	371

در شکل ۴-۱۲ تغییرات ضریب عملکرد متناسب با افزایش دما ورودی در دما اوپراتور ۱۰ درجه سانتی‌گراد و دما کندانسور ۳۵ درجه سانتی‌گراد نمایش داده شده است، همان طور که دیده میشود افزایش دما ورودی باعث افزایش ضریب عملکرد میگردد بدین صورت که به از هر ۱۰ درجه افزایش دما، ۱۷٪ بهبود ضریب عملکرد حاصل می‌گردد



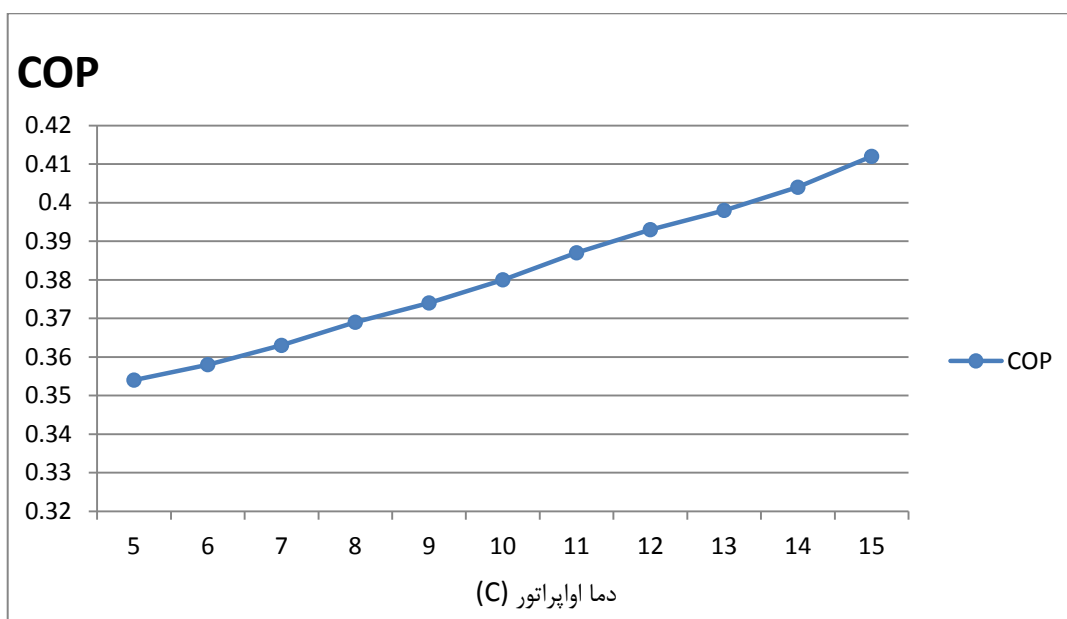
شکل ۴-۱۲- تغییرات ضریب عملکرد نسبت به افزایش دما ژنراتور

در شکل ۴-۱۳ تغییرات ضریب عملکرد متناسب با افزایش دما کندانسور در دما اواپراتور ۱۰ درجه سانتی‌گراد و در دما ژنراتور ۹۵ درجه سانتی‌گراد نمایش داده شده است، همان طور که دیده میشود افزایش دما کندانسور باعث کاهش شدید ضریب عملکرد میگردد ب گونه ای که به ازای افزایش ۱۰ درجه سانتی‌گرادی دما کندانسور ضریب عملکرد ۵۰٪ کاهش می‌یابد. باید توجه داشت که دمای کندانسور عامل محدود کننده میباشد و معمولاً قابل تغییر نیست.



شکل ۴-۱۳ تغییرات ضریب عملکرد نسبت به افزایش دما کندانسور

در شکل ۴-۱۴ تغییرات ضریب عملکرد متناسب با افزایش دما اواپراتور در دما کندانسور ۳۵ درجه سانتی‌گراد و در دما ژنراتور ۹۵ درجه سانتی‌گراد نمایش داده شده است، همان طور که دیده میشود ۱۰ درجه افزایش دما اواپراتور باعث ۱۴٪ افزایش ضریب عملکرد میگردد.



شکل ۴-۱۴- تغییرات COP نسبت به افزایش دما اواپراتور

۴-۵- بررسی اقتصادی سیستم‌های سرمایه‌های خورشیدی به روش هزینه چرخه

عمر (LCC)

۴-۵-۱- مقدمه

به منظور ارزیابی اقتصادی پروژه‌ها در کلیه مراحل، اعم از طراحی، اجرا و نگهداری، تکنیک LCC نقش بسیار مهمی دارد.

ارزیابی اقتصادی بلند مدت و بررسی هزینه‌های مختلف مهندسی، ساخت و بهره‌برداری و نگهداری، باعث می‌شود که در افق بلند مدت، بهره‌وری اقتصادی بیشتری بدست آید؛ امروزه شرکتها با یکدیگر به طور تنگاتنگی در رقابت هستند و جلوگیری از پرت هزینه و بالا بردن بهره‌وری عامل مهمی جهت مقایسه و رتبه بندی آنها می‌باشد.

با توجه به جامع بودن ساختار بررسی اقتصادی در تکنیک LCC میتوان در فرآیند تصمیم‌گیری جهت اجرای، بخشهای مختلف پروژههای بزرگ از این روش استفاده کرد. دامنه کاربری LCC، بهره‌برداری نگهداری تعمیرات و تعویض تجهیزات را نیز شامل می‌شود؛ تجهیزات و سیستمهای منتخب این روش دارای کمترین LCC در یک بازه زمانی مشخص و در عین حال تامین کننده نیازهای طرح می‌باشد. [۳۰]

آنالیز هزینه‌ها و تصمیم‌گیری در مورد انتخاب یک گزینه، میتواند در موارد متعددی و در فازهای طراحی، تامین تجهیزات و ... کاربرد دارد؛ در چنین فرآیندی، اقتصادی ترین گزینه‌های که نیازهای کارفرما را تامین نماید به عنوان خروجی فرایند LCC انتخاب خواهد شد.

۱- تعریف اهداف و نیازها و جمع‌آوری اطلاعات مربوط به طراحی، اجرا و عملکرد و سپس تعیین محدودیت‌های موجود.

۲- شناسایی و تعیین گزینه‌های سازگار با اطلاعات جمع‌آوری شده فوق.

۳- شناسایی و تخمین کلیه هزینه‌هایی که بایستی جهت انتخاب گزینه برتر در نظر گرفته شود.

۴- استفاده از نرخ تنزیل به منظور تبدیل کلیه هزینه‌های آتی به هزینه و قیمت فعلی تجهیزات.

۵- محاسبه نهایی LCC و مقایسه حالت‌های مختلف بر مبنای آن.

۴-۵-۲- فرآیند پیاده‌سازی

۴-۵-۲-۱- تعریف اهداف، نیازها، محدودیتها

جمع‌آوری اطلاعات اولیه و عمومی در مورد فرآیند، محصول، طرح انتخابی و یا هر موضوعی که

بایستی تصمیم گیری بر روی انتخاب آلترناتیوهای موجود صورت پذیرد. این اطلاعات میتواند بنا بر نوع استفاده از مدل، متفاوت باشد. این اطلاعات عمدتاً شامل اطلاعات مربوط به تعویض، دستورالعمل بهره برداری، عیبیابی، انرژی مورد نیاز جهت کارکرد، شرایط محیطی، سازگار بودن تجهیز با استانداردهای محیط زیست میباشند.

۴-۵-۲-۲- شناسایی و تعیین آلترناتیوها

در هر مرحله از دوره عمر تجهیز که عبارتند از طراحی، ساخت و عملکرد، طراحان با پیشنهادهایی روبه رو خواهند شد که جهت تصمیم گیری در مورد انتخاب آن نیازمند معیارها و ملاکهایی خواهند بود که در این راستا LCC میتواند روش موثری واقع شود. آلترناتیوهای موجود بایستی از نظر تکنولوژیکی و مشخصات فنی با شرایط سازنده منطبق باشد و مواردی که جهت طراحی و یا اجرا با شرایط موجود غیر ممکن باشند از آلترناتیوهای موجود حذف شوند. در این پژوهش آلترناتیوهای موجود از بین سیستم های سرمایه‌ش خورشیدی، سیستم تبرید جذبی و اجکتوری انتخاب شد اند.

۴-۵-۲-۳- تعریف پارامترها

پارامترها به منظور تبدیل هزینه های آتی به قیمت فعلی مورد استفاده قرار می گیرند و کلیه محاسبات بر مبنای این پارامترها صورت میپذیرد.

- طول عمر تجهیز

با توجه به استاندارد های موجود مانند ASHREA [۳۱] طول عمر سیستم های جذبی ۲۵ سال در نظر گرفته شده است. طول عمر سیستم های اجکتوری، به علت سادگی ساخت و عدم استفاده از قطعات دوار، بیشتر از سیستم های جذبی میباشد. اما در این تحلیل طول عمر این سیستم ها نیز معادل ۲۵ سال در نظر گرفته شده است.

- نرخ تنزیل

- نرخ تورم

نرخ تورم بر اساس آخرین اعلام بانک مرکزی معادل ۲۰٪ میباشد. اما برای اجرا تحلیل دقیق تر نرخ افزایش هر یک از پارامتر های مجزا محاسبه شده است. در این محاسبات نرخ افزایش هزینه های نگهداری و تعمیرات ۲۱٪ و نرخ افزایش هزینه برق با توجه به روند چند سال اخیر ۲۴٪ در نظر گرفته شده است.

۴-۵-۲-۴ - شناسایی و تخمین کلیه هزینه ها

کلیه هزینه هایی که یک تجهیز از زمان طراحی، ساخت، عملکرد درگیر با آن می باشد باید شناسایی و تعیین گردد. بیشترین تاثیر آنالیز و تصمیم گیری در مورد انتخاب آلترناتیوها به منظور کاهش LCC در مرحله عملکرد تجهیز می باشد. بنابراین بایستی بیشترین تمرکز بر محاسبات هزینه های بالقوه که در نتیجه عملکرد تجهیز در طول عمر آن به وجود خواهد آمد صورت گیرد. مجموعه هزینه های طول عمر تجهیز به شرح زیر میباشد

هزینه های سرویس و نگهداری دوره های

هزینه کالیبراسیون دوره های

هزینه تعویض قطعات

هزینه آموزشی اپراتوری سیستم (در صورت نیاز)

هزینه تامین شرایط محیطی تجهیز

هزینه های فوق را میتوان به دو دسته کلی تقسیم بندی نمود که عبارتند از:

- هزینه های اولیه سرمایه که به کلیه هزینه ها از مرحله طراحی تا مرحله ساخت تجهیز قبل از کار اطلاق می شود.

هزینه های آتی که به دو دسته هزینه های دوره های و هزینه های اتفاقی تقسیم می شوند. این هزینه ها در زمان کارکرد تجهیز ایجاد میشوند. هزینه های دوره های معمولاً هزینه هایی هستند که صرف کارکرد تجهیز میشوند مانند هزینه های انرژی، هزینه های مواد مصرفی، هزینه های نگهداری و و هزینه های اتفاقی هزینه هایی هستند که معمولاً به هزینه اولیه سرمایه های مربوط می شود مانند هزینه های تعویض قطعات.

در بررسی های صورت گرفته هزینه های اولیه راه اندازی سیستم جدی و اجکتوری به شرح زیر آورده شده است. هزینه های جاری این سیستم ها هزینه الکتریسیته و هزینه تعمیرات است اگر فرض کنیم که این چیلر، ۳ ماه تیر، مرداد و شهریور به طور مداوم کار کند، بنابراین تعداد ساعات برق

مصرفی در سال برابر است با:

$3 \times 31 \times 24 = 2232$	(۵۹-۴)
--------------------------------	--------

قیمت هر کیلووات ساعت برق در ایران ۲۱۶۰ ریال است که تقریباً معادل ۰/۰۸ دلار می‌باشد. هزینه

کل مصرف برق در یک سال، در جدول زیر آمده است:

جدول ۳-۴ هزینه برق مصرفی برای سیکل جذبی خورشیدی و اجکتوری به ازای (145KW=41RT)

هزینه جاری	برق مصرفی (هزینه)	تعداد ساعات مصرف	برق مصرفی	هزینه کل
برق	0.08 \$/KWh	2232 hr	1 KW	178.56 \$

هزینه اولیه چیلر جذبی به شرح زیر محاسبه می‌گردد.

جدول ۴-۴ هزینه اولیه احداث یک چیلر جذبی خورشیدی

هزینه	تجهیزات
7875\$	پکیج لیتیم بروماید
18600 \$	کلکتور خورشیدی
112 \$	مخزن ذخیره آب
75 \$	دستگاه کنترلی
268 \$	پمپ
1260 \$	برج خنک کننده
200 \$	نصب کامل تجهیزات با سیستم کنترلی و لوله کشی

درچیلرهای جذبی به علت وجود مواد فعال شمیایی و با در نظر گرفتن پدیده کریستالیزاسیون هزینه تعمیرات معمولاً ۵ تا ۶ درصد هزینه اولیه در نظر گرفته می‌شود. [۳۲].

جدول ۴-۵ هزینه تعمیرات و سرمایه‌گذاری برای سیکل تبرید جذبی

هزینه جاری	هزینه خرید اولیه	۵ درصد هزینه سرمایه‌گذاری ثابت
تعمیرات	28390 \$	1419 \$

جدول ۴-۶ هزینه تجهیزات اولیه برای سیکل اجکتوری خورشیدی

هزینه	تجهیزات
5420 \$	سیستم اجکتور
27900 \$	کلکتور خورشیدی
112 \$	مخزن ذخیره آب
75 \$	دستگاه کنترلی
268 \$	پمپ
100 \$	نصب کامل تجهیزات با سیستم کنترلی و لوله‌کشی
1260 \$	برج خنک‌کننده

هزینه تعمیرات در سیستم اجکتوری به صورت زیر است:

جدول ۴-۷ هزینه تعمیرات و سرمایه‌گذاری اولیه برای سیکل اجکتوری

هزینه جاری	هزینه خرید اولیه	۰/۲ درصد هزینه سرمایه‌گذاری ثابت
تعمیرات	35135 \$	702 \$

با توجه به دو نوع سیکل بررسی شده مشخص است که سیکل اجکتوری دارای اجزای کمتری نسبت به سیستم تبرید جذبی است در این سیستم، ایزوربر و SHX وجود ندارد. همچنین در این سیستم از آب نیز میتوان به عنوان مبرد استفاده شده است که نسبت به مبرد لیتیم بروماید ارزان تر است. همانطور که مشاهده شد هزینه خرید و نصب، چیلرهای جذبی خورشیدی کمتر از سیکل اجکتوری خورشیدی است و عمده این هزینه‌ها مربوط به خرید کلکتورهای خورشیدی است. این کلکتورها به دلیل تولید کم، قیمت بالایی دارند.

۴-۵-۲-۵- استفاده از نرخ تنزیل به منظور تبدیل کلیه هزینه های آتی به هزینه و قیمت فعلی تجهیز

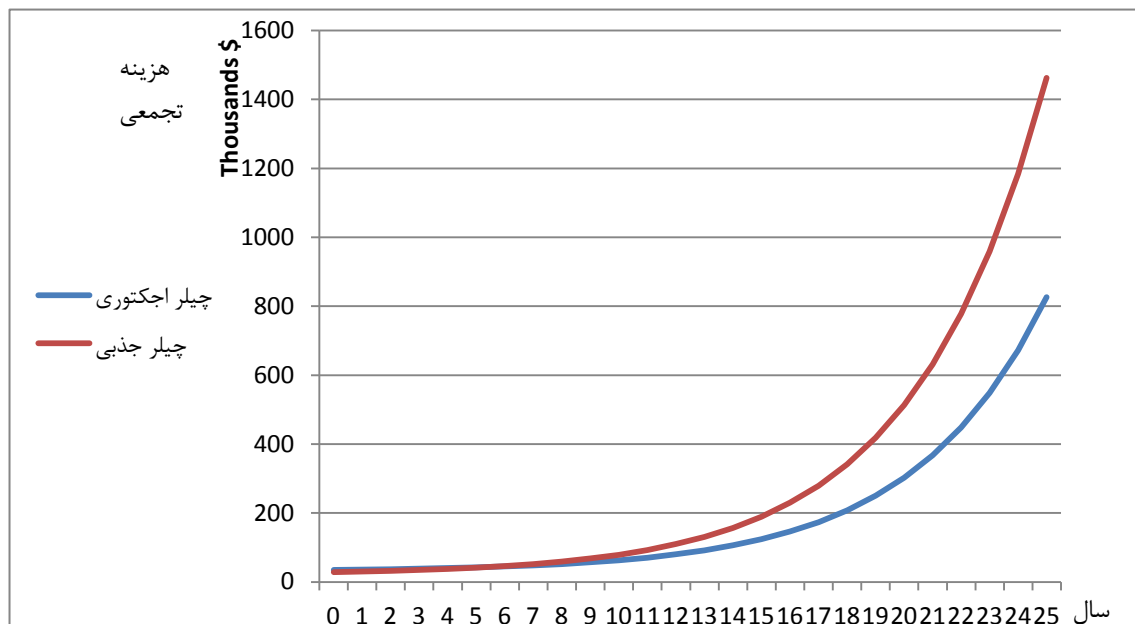
از آنجاکه کلیه هزینه ها جهت تعیین LCC بایستی به قیمت فعلی تبدیل شوند بنابراین لازم است زمان وقوع کلیه هزینه های آتی تخمین زده شده تا با استفاده از نرخهای تورم و تنزیل محاسبه شده در بند "تعریف پارامترها" به قیمت فعلی تبدیل شوند. جهت تخمین زمان وقوع هزینه های اتفاقی می توان از منابع اطلاعاتی که سازندگان ارائه می دهند استفاده نمود .

۴-۵-۲-۶- محاسبه نهایی LCC و مقایسه گزینه ها بر مبنای آن

بعد از محاسبه ارزش کنونی برای تک تک آلترناتیوها، گزینههای مطلوب خواهد بود که دارای

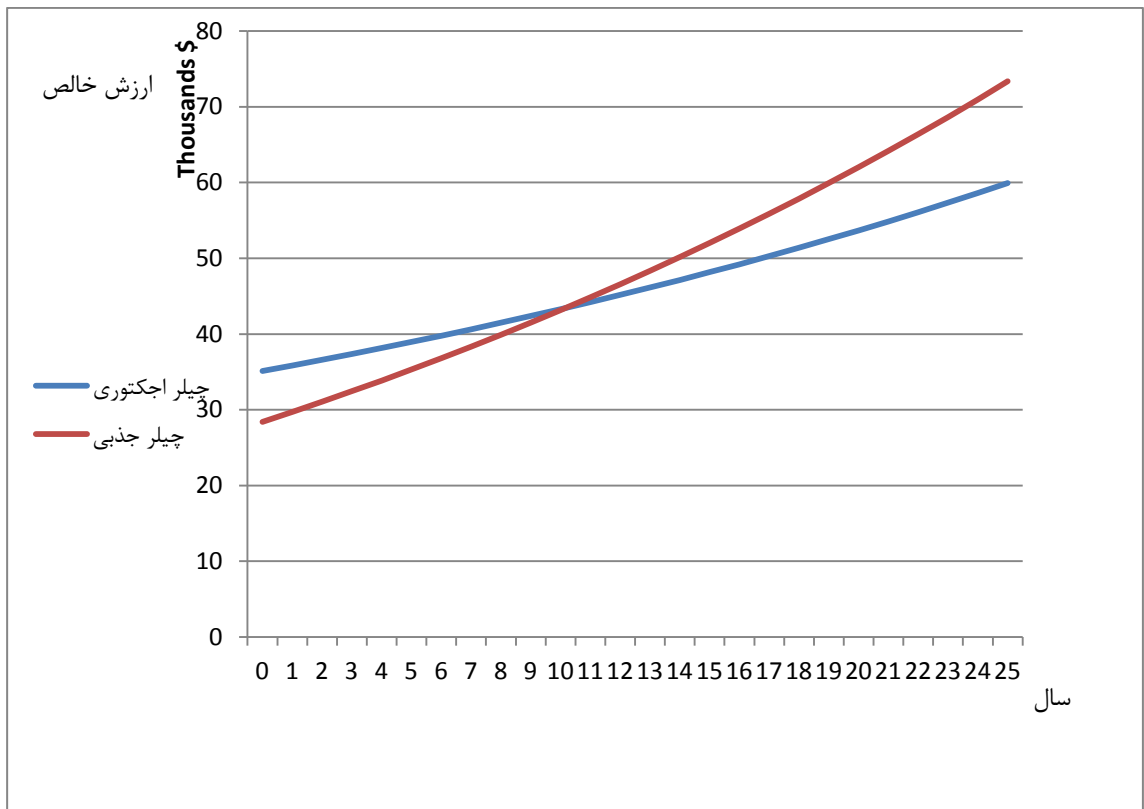
کمترین LCC باشند .. لازم به تذکر است کلیه آلترناتیوها بایستی نیازهای طرح را تامین کنند تا بتواند در تصمیم گیری انتخاب آلترناتیوها قرار گیرد.

در شکل ۴-۱۵ مقدار هزینه های تجمعی برای هر دو چیلر ارایه شده است ، همان طور که مشاهده می شود از سال هفتم به بعد میزان هزینه ها تجمعی به مقدار یکسان میرسد



شکل ۴-۱۵- مقایسه هزینه تجمعی چیلر اجکتوری و جذبی

در شکل ۴-۱۶ مقادیر ارزش خالص فعلی هزینه های دو آلترناتیو سیستم جذبی و سیستم اجکتوری مقایسه شده اند و همان طور که مشاهده میگردد در انتهای سال یازدهم میزان ارزش خالص فعلی هزینه های دو سیستم با هم یکسان شده و از سال یازدهم به بعد ارزش خالص فعلی هزینه های سیستم جذبی بیشتر میگردد.



شکل ۴-۱۶- مقایسه ارزش خالص فعلی چیلر جذبی و اجکتوری

۵- فصل پنجم نتیجه گیری و

پیشنهادها

۵-۱- نتیجه گیری

در این پایان نامه به بررسی و امکان سنجی نصب دو سیستم گرمایش خورشیدی جذبی و اجکتوری پرداخته شده است. در فصل اول، شرح موضوع و اهداف کار بیان شده و در فصل دوم، سیستم‌های گرمایش خورشیدی مختلف از حیث اجزا و نحوه عملکرد بررسی شده‌اند. در فصل سوم، مبانی طراحی کلکتورهای خورشیدی به عنوان عنصر متمایز کننده سیستم‌های سرمایه‌گذاری نسبت به سایر سیستم‌های تبرید ارائه گردیده است. در فصل ۴، به بررسی فنی دو نوع سیستم سرمایه‌گذاری خورشیدی جذبی و اجکتوری با استفاده از نرم افزار EES پرداخته شده و هزینه‌های اولیه و جاری این دو نوع سیستم با استفاده از مراجع معتبر مقایسه گردیده‌اند. بر طبق مطالب این پایان نامه، نتایج زیر به دست آمده است:

۱. در سیکل جذبی، افزایش دمای آب گرم ورودی موجب افزایش ضریب عملکرد می‌شود. در واقع، هرچه دمای آب گرم ورودی بیشتر شود، انرژی گرمایی بیشتری در دسترس سیستم تبرید برای تبدیل به بار سرمایشی قرار می‌گیرد. همچنین میزان این تغییرات نیز محسوس است. به ازای تغییر ۱۵ درجه‌ای دمای آب، ضریب عملکرد نیز به مقدار ۰/۱۵ افزایش می‌یابد.
۲. با افزایش دمای آب گرم ورودی، بازه انرژی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. انرژی حداکثر کاری است که می‌توان در یک مجموعه از ماشین‌های ایده‌آل از انرژی دریافت کرد. در سیستم جذبی طراحی شده، در دمای ۸۵ درجه می‌توان بیشترین کار را می‌توان از سیستم دریافت نمود. البته تاثیر دمای آب گرم ورودی بر بازده انرژی آن چنان محسوس نیست.
۳. با توجه به نتایج به دست آمده در فصل چهارم، برج خنک کن یکی از اجزای مهم در سیکل جذبی است. زیرا تاثیر دمای آب گرم ورودی به آن بر روی ضریب عملکرد بسیار زیاد است. هرچه دمای ورودی به برج خنک کن بیش تر باشد، توان کاهش دما توسط برج خنک کن

کمتر شده و بنابراین راندمان کل سیستم کاهش می‌یابد. این پارامتر بر روی راندمان تاثیر به سزایی دارد. چرا که در یک افزایش دمای ۴ درجه‌ای، راندمان حدود ۱۰ درصد کاهش می‌یابد.

۴. دمای هوای محیط بیشترین تاثیر را بر بازده اگزرژی سیکل جذبی دارد. هرچه دمای هوای محیط بیشتر شود، بازده اگزرژی و در واقع میزان انرژی گرمایی در دسترس سیستم تبرید افزایش می‌یابد. با توجه به نمودار ۴-۱۲، برای دمای ۲۴ درجه سانتی‌گراد میزان بازدهی ۲۵ درصد است. در دمای معمول تابستان (بالای ۳۰ درجه سانتی‌گراد) بازدهی سیکل از ۴۰ درصد فراتر رفته و بنابراین توجیه اقتصادی خواهد داشت.

۵. سیکل اجکتوری نسبت به سیکل جذبی به دلیل تعداد اجزای متحرک کم‌تر و هزینه اولیه پایین‌تر می‌توان جای‌گزین این سیستم باشد.

۶. بازدهی سیکل اجکتوری در تابش یک روز تابستانی در میان روز به ماکزیمم خود یعنی ۰,۳۵ درصد می‌رسد. بازدهی این سیکل در ابتدای صبح نیز بیشتر از ساعات پایانی روز است

۷. به‌طور کلی ضریب عملکرد سیکل جذبی بالاتر از سیکل اجکتوری می‌باشد، اما هزینه اولیه چیلر جذبی و همچنین هزینه نگهداری و تعمیرات سیکل جذبی به مراتب بالاتر از سیکل اجکتوری می‌باشد.

۸. در مجموع با توجه به آنچه ارائه گردید، استفاده از سیکل اجکتوری در سرمایه‌گذاری ساختمان پیشنهاد می‌گردد.

۵-۲- پیشنهاد برای تحقیقات آینده

با توجه به بررسی ها و تحقیقات انجام شده در این پایان نامه ، موارد زیر جهت انجام تحقیقات آینده پیشنهاد می گردد.

۱- از آنجا که کلکتورهای خورشیدی یکی از اجزا تاثیر گذار در سیستم های سرمایه خورشیدی می باشند ، پیشنهاد می گردد روش های افزایش بازده کلکتورهای خورشیدی بررسی گردد.

۲- با توجه به تاثیر مستقیم دما اواپراتور بر عملکرد سیستم سرمایه خورشیدی ، پیشنهاد می گردد سرمایه مستقل از رطوبت زدایی در دما اواپراتور بالاتر بررسی و امکان سنجی گردد.

۳- از آنجا که در معادلات ارایه شده در قسمت تئوری اجکتور با تقریبی مناسبی از چگالش صرف نظر شده است ، می توان برای حصول نتایج دقیق تر با فرض چگالش و جریان دوفازی معادلات را حل نمود.

۴- در کلیه بررسی های انجام شده برای ساده سازی، جریان داخل اجکتور با فرض یک بعدی فرض شده است . پیشنهاد می گردد جریان داخل اجکتور با استفاده از روش دینامیک سیالات محسباتی بررسی گردد .

۵- با توجه به تاثیر فشار بحرانی کندانسور در عملکرد سیستم اجکتوری ، پیشنهاد می گردد پارامتر های موثر بر فشار بحرانی کندانسور بررسی گردد.

۶- منابع

۱. گزارش عملکرد سازمان انرژی های نو ایران (سانا) در سال ۱۳۸۵.
۲. شهریار بزرگمهری و حمیدرضا لاری، بررسی سیستم- های تهویه مطبوع خورشیدی و ارزیابی فنی و اقتصادی چیلرهای جذبی خورشیدی، سومین همایش بهینه سازی .مصرف سوخت در ساختمان، ۱۳۸۲
3. N.A. Darwish, S.H. Al-Hashimi and A.S. Al-Mansoori, "Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system", International Journal of Refrigeration, 2008.
4. Piero Colonna and Sandro Gabrielli, "Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR)", Applied Thermal Engineering, 2002.
5. D.S. Kim and C.H.M. Machielsen, "Evaluation of air cooled solar absorption cooling systems", ISHPC '02, Proc. Of the Int. Sorption Heat Shanghai, China, 2002.
6. V Mittal, KS Kasana and NS Thakur, "The study of solar absorption air-conditioning systems", Journal of Energy in Southern Africa, 2005.
7. Umberto Desideri, Stefania Proietti and Paolo Sdringola, "Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications", Applied Energy, 2009.
8. N. Ben Ezzine, M. Barhoumi, Kh. Mejbri, S. Chemkhi and A. Bellagi, "Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller", Desalination, 2004.
9. Tiago Mateus, Armando C. Oliveira, Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates, Applied Energy, Vol. 86, pp. 949-957.2009
10. B.J. Huang, J.H. Wu, R.H. Yen, J.H. Wang, H.Y. Hsu, C.J. Hsia, C.W. Yen, J.M. Chang, System performance and economic analysis of solar-assisted cooling/heating system, Solar Energy, Vol. 85, pp.2802-2810. 2011.
11. Chang, Wei, et al. "The Theoretical and Experimental Research on Thermal Performance of Solar Air Collector with Finned Absorber." Energy Procedia 70 (2015): 13-22.
12. Sun, HaiQuan, et al. "A Solar/gas Fired Absorption System for Cooling and Heating in a Commercial Building." Energy Procedia 70 (2015): 518-528.
13. Z. Dai, Y. He, Y. Huang, " Ejector Performance of a Pump-less Ejector Refrigeration System Driven by Solar Thermal Energy" International

Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012

14. R.Yapıcı, " Experimental investigation on ejector cooling system performance at low generator temperatures and a preliminary study on solar energy", Journal of Mechanical Science and Technology November 2012, Volume 26, Issue 11, pp 3653-3659
15. J. Philippe, O. Marc, H. Ennamiri, " Sensitivity analysis to optimize a solar absorption cooling system" Energy Procedia 57 (2014) 2636 – 2645.
۱۶. عربی، م و دهقانی، م، ۱۳۸۹، بررسی فنی و اقتصادی چیلرهای جذبی خورشیدی در ایران، مجله مهندسی شیمی ایران، سال ۹ شماره ۴۸، ص ص ۶۰.
17. M.M. Ardehali, M. Shahrestani and Charles C. Adams, "Energy simulation of solar assisted absorption system and examination of clearness index effects on auxiliary heating", Energy Conversion and Management, 2007.
18. Mehrdad Mazloumi, Mohammad Naghashzadegan and Kouros Javaherdeh, "Simulation of solar Lithium Bromide-Water absorption system with parabolic through collector" Energy Conversion and Management, Journal 24th, March 2008.
19. <http://ifco.ir/building/renew/sun.asp>.
۲۰. سیدامیرحسین زمزمیان، حسن پهلوانزاده، پتانسیل کاربرد سیستم‌های سرمایش جذبی خورشیدی در ایران، چهارمین همایش ملی انرژی، ۱۳۸۲
21. B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, Int. J. Refrig. 22 (1999) 354e364.
22. B. Y.H. Liu, R. C. Jordan, The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors , Solar Energy .7, Issue 2, (1963), 53–74
23. Collares-Pereira, M; Rabl, A; "Simple procedure for predicting long term average performance of nonconcentrating and of concentrating solar collectors", Solar Energy, vol 23,p.p.235-253, April. 1979
24. Sukhatme, S. P., "Solar Energy", McGraw-Hill, PP. 83-139, 1993.
۲۵. ناجیان، محمدرضا، "تحلیل انرژی گیرنده تخت خورشیدی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک دانشکده فنی، دانشگاه تهران، مرکز اطلاعات و مدارک علمی ایران، بهمن ۱۳۷۹
۲۶. فراهت، سعید، عجم، حسین و سرحدی، فرامرز، "روند بهینه‌سازی گردآورنده‌های صفحه- تخت خورشیدی با مفهوم اکسرژی"، اولین کنفرانس اکو انرژی ایران، دانشگاه ارومیه، شهریور ۱۳۸۳
27. Bejan, A., "Advanced Engineering Thermodynamics", Second Edition, Wiley & Sons, PP. 133-137 & 462-465, 1988
28. H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi, G. Al-Nuwaibit, Evaluation of steam jet ejectors, Chem. Eng. Process. 41 (2002) 551-561

29. J.L.Yu,Y.F.Ren,H.Chen,Y.Z.Li,Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance, Energy Convers. Manag. 48 (2007) 1193e1199.
30. Clive Beggs, Energy: Management, Supply and Conservation,chapter 6,2012
31. The 2009 ASHRAE Handbook – Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.2009 , chapter 39.
32. Max S.Peters,klauds D.Timmerhaus, Roland E. West, "Plant Design and Economics for Chemical Engineers".McGraw-Hill,Boston (2003).

Abstract :

In this thesis due to the growing need for renewable energy, the feasibility of installing solar absorption cooling system and solar ejector cooling system has been investigated. Initially different types of cooling systems are investigated in terms of components and performance. Solar collectors design principles as the distinctive element of solar cooling systems than other cooling systems has been analyzed and further technical review has been carried out on two types of solar absorption cooling system and solar ejector cooling system using EES software. Furthermore the effect of each parameter in the performance of these systems have been investigated. Finally, comparing the initial and ongoing costs of using these two types of cooling systems, life cycle cost analysis of these systems for economic analysis within their life cycles has been presented.

Keywords: Solar cooling, Ejector cooling, absorption cooling, LiBr refrigerant, COP, LCC, EES



University of Shahrood
Faculty of Mechanical Engineering

Investigation of solar cooling systems applicable to buildings in order to compare and choose the optimum system for specific climatic conditions

Seyedvahid Hosseinimodares

Supervisor(s):
Dr. S.M. Hashemian

September 2015